



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**VÍROVÁ TRUBICE**

VORTEX TUBE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Radomír Chýlek**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**

**BRNO 2017**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Radomír Chýlek**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Vírová trubice

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci bude pozornost věnována vírové trubici pro teplotní členění proudu vzduchu. Podstatná část práce bude orientována na experimentální zkoušky vírové trubice. Experimenty budou porovnány s analytickým popisem uváděným v literatuře a numerickou simulací realizovanou zpracovatelem práce.

### Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat popis funkce a analytický popis proudění ve vírové trubici.
2. Realizovat numerický výpočet proudění pro experimentální vírovou trubici s cílem optimalizovat provozní nastavení.
3. Realizovat experimentální měření provozních parametrů vírové trubice a porovnat výsledky výpočtových postupů s výsledky experimentálních měření.

### Seznam doporučené literatury:

KADRNOŽKA, Jaroslav. 1984. Teorie proudových strojů. Praha: SNTL. Učební texty vysokých škol.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## Abstrakt

Smyslem této diplomové práce bylo provedení optimalizace provozních parametrů Ranque–Hilschovy vírové trubice z hlediska teplotní separace a vytvoření numerického modelu zařízení. Za tímto účelem byla nejprve provedena rešeršní analýza dostupných pramenů a byl vytvořen analytický popis trubice. Následně se přistoupilo k vytvoření numerického modelu vírové trubice pomocí softwaru STAR-CCM+. Pro výpočet byl vybrán vhodný model turbulence a pomocí CFD simulací se stanovily optimální geometrické parametry trubice. Dále proběhl návrh a výroba vstupních těles pro vírovou trubicí. Podstatná část práce je pak věnována experimentálnímu vyhodnocení vírové trubice a nalezení optimálního nastavení zařízení. Experimentálně naměřená data byla posléze porovnána s výsledky numerického modelu a byly vyvozeny patřičné závěry.

## Klíčová slova

Ranque–Hilschova vírová trubice, numerické modelování, turbulentní model, CFD, optimalizace, analytický popis, experimentální studie, teplotní separace, vírová trubice, RHVT, optimální geometrie

## Abstract

The purpose of this diploma thesis was to find optimal operational parameters of Ranque–Hilsch vortex tube that would give the best results of temperature separation, and to create a numerical model of the device. Firstly, extensive research of current literature was done and analytical model of the tube was created. Then, the numerical model of the vortex tube was designed using Star-CCM+ software. Afterward, best fitting turbulence model was chosen to do the calculation and optimal geometrical parameters of the tube were obtained as a result of CFD simulation. Then, inlet nozzles for the tube were designed and manufactured. Experimental evaluation of the vortex tube and description of its optimal settings form a substantial part of the project. Finally, the data obtained from the experiment were compared to the results of numerical analysis and conclusions were deduced.

## Keywords

Ranque-Hilsch vortex tube, numerical modelling, turbulence model, CFD, optimalization, analytical description, experimental study, temperature separation, vortex tube, RHVT, optimum geometry

## Bibliografická citace

CHÝLEK, R. *Vírová trubice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 86 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedených zdrojů. Dále prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, a že nedošlo k porušení autorských práv (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).  
V Brně dne 25. 5. 2017

.....Podpis

## Poděkování

Tímto děkuji panu Ing. Ladislavu Šnajdárkovi za cenné připomínky a rady, týkající se zpracování diplomové práce. Dále děkuji panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za výborné vedení a vstřícnost při konzultacích diplomové práce.



## Obsah

1	Úvod.....	11
2	Rešeršní část .....	12
2.1	Typy trubic .....	12
2.1.1	Protiproudá vírová trubice (counterflow) .....	12
2.1.2	Souproudá vírová trubice (uniflow).....	13
2.2	Použití vírových trubic.....	14
2.2.1	Chlazení nástrojů při technologickém obrábění.....	14
2.2.2	Chlazení uzavřených rozvaděčových skříní.....	15
2.2.3	Ohřev zemního plynu v redukčních stanicích .....	16
2.2.4	Použití pro lékařské potřeby .....	17
2.3	Designové parametry .....	18
2.3.1	Délka trubice $L_v$ .....	20
2.3.2	Vnitřní průměr trubice $D_v$ .....	21
2.3.3	Průřez vstupních trysek .....	22
2.3.4	Počet a tvar vstupních trysek .....	23
2.3.5	Průměr ústí clonky ke studenému konci .....	25
2.3.6	Clonka na teplém konci .....	26
2.3.7	Další faktory .....	27
	• Hmotnostní toky .....	27
	• Závislost na tlaku média na vstupu a teplotě média na vstupu .....	27
	• Typ a vlastnosti použitého média.....	27
	• Materiál trubice .....	27
3	Analytická část .....	28
3.1	Příčný tlakový gradient.....	28
3.2	Zvukové rázy .....	31
3.3	Vliv viskozity a tření.....	31
3.4	Vliv cirkulace v trubici .....	32
3.5	Účinnosti a charakteristické veličiny RHVT.....	33
4	Výpočtová část - CFD.....	35
4.1	Příprava a zjednodušení geometrie.....	35
4.2	Vytvoření výpočetní sítě.....	37
4.3	Okrajové podmínky a volba fyzikálních a numerických modelů .....	39
4.4	Vyhodnocení konvergence .....	42
4.5	Zvolení modelu turbulence .....	43

---

4.6	Model K-Epsilon Standard .....	47
4.7	Optimalizace trubice za použití CFD .....	48
4.7.1	Délka teplé části trubice .....	48
4.7.2	Typ vstupních trysek .....	49
4.7.3	Průměr ústí clonky ke studené části .....	51
4.8	Shrnutí výpočtové části .....	53
5	Návrhová část .....	54
6	Experimentální část .....	56
6.1	Popis tratě a měřících přístrojů .....	56
6.2	Vyhodnocování vstupních těles .....	59
6.3	Stanovení optimální délky trubice .....	61
6.4	Srovnání průměrů ústí clonky ke studené části .....	64
6.5	Shrnutí experimentální části .....	68
7	Porovnání výsledků experimentu a numerického modelu .....	70
8	Závěr .....	73
9	Seznam použitých zdrojů .....	75
10	Seznam příloh .....	83
11	Seznam použitých symbolů a zkratk .....	84
11.1	Seznam symbolů .....	84
11.2	Seznam zkratk .....	86

## 1 Úvod

Vznik vírové trubice je datován někdy do roku 1928, kdy si George Ranque, francouzský student fyziky, poprvé povšimnul záhadného chování svého experimentálního zařízení, které bylo jakousi vírovou pumpou. Vzduch odcházející jedním koncem jeho pumpy byl totiž chladný, zatímco z druhého konce byl vyfukován vzduch teplý. Ranque se snažil s tímto zařízením uspět i na tehdejším komerčním trhu, ovšem to se mu nepovedlo a vírová trubice tak upadla v zapomnění. Až po letech se tohoto problému opět uchoпил německý fyzik, Rudolf Hilsch. Ten upravil design celého zařízení a v roce 1947 publikoval velice čtený vědecký článek, který nazval Wirbelrohr – Vírová trubice. Název není nijak zavádějící a v trubici skutečně vzniká vír podobný přírodním jevům jako jsou tornáda a tromby. Jedná se o specifické expanzní zařízení, ve kterém se proud přiváděného plynu o vysokém tlaku usměrní na kruhovou dráhu tak, aby vytvořil vír o vysoké obvodové rychlosti a vyšší teplotě média postupující k jedné straně trubice. Ve středu tohoto víru je poté nižší teplota a tlak a vzniká tak axiální proud studenějšího média s opačným směrem proudění. Teplota a průtok média jednotlivými konci jsou regulovány ventilem na teplé straně trubice.

Následně se toto zařízení stalo předmětem velkého počtu vědeckých studií a začalo být užíváno pro separaci plyných směsí či jako chladicí zařízení zejména pro bodové chlazení. Jeho širšímu užití zabráňuje nízký chladicí, respektive topný faktor v porovnání s tepelnými cykly. Jednoznačně má však vírová trubice své výhody a je v praxi využitelná. Z termodynamického hlediska se jedná o velice zajímavé zařízení, jehož funkci se snažilo popsat mnoho výzkumníků. Vědecká obec se však zatím jednohlasně neshodla na žádném z dosud prezentovaných analytických popisů této Ranque–Hilschovy vírové trubice.

Trubice je i v dnešní době předmětem výzkumu. Kromě analytické stránky problému jsou prováděny i mnohá experimentální měření za účelem odhalení provázejících dějů v trubici. Dalším druhem experimentálních studií jsou měření za účelem zvýšení účinnosti trubice jako chladicího zařízení, zařízení pro separaci směsí nebo při zapojení trubice do cyklů. S rozvojem výpočetních možností se však řada výzkumníků zaměřuje i na numerické modelování vírové trubice pomocí CFD simulací.

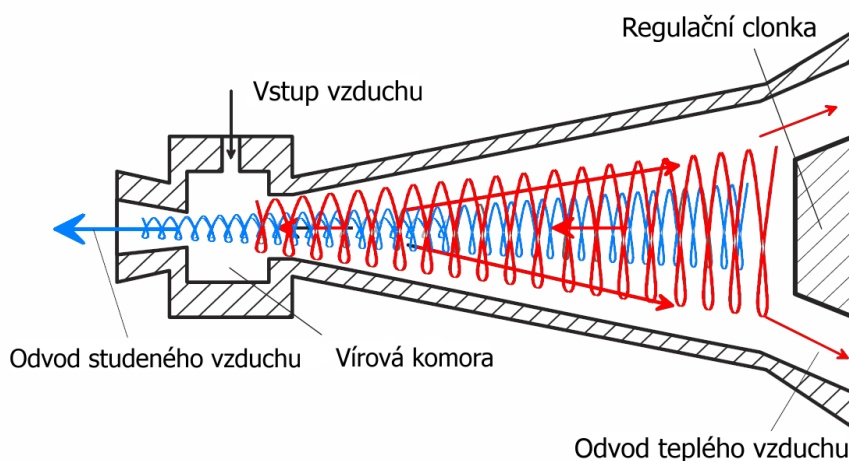
Tato práce si klade za cíl provedení popisu funkce vírové trubice a analytického popisu zařízení. Dalším cílem je realizování numerického výpočtu proudění vírovou trubicí s cílem optimalizace provozního nastavení. Tyto výsledky bude za úkol následně porovnat s naměřenými daty při měření vírové trubice na experimentálním stanovišti a verifikovat tak výpočetní model. Během experimentálního měření je taktéž cílem optimalizace trubice na základě její teplotní separace vzduchu.

## 2 Rešeršní část

První část této práce je věnována vyšetřování vědeckých publikací z oblasti studia Ranque–Hilschovy vírové trubice, dále označované také jako RHVT. Cílem rešerše bylo seznámit se s používanými typy vírových trubíc a jejich specifikacemi, nastínit způsoby použití RHVT v praxi a v neposlední řadě popsat vliv jednotlivých geometrických a provozních parametrů na funkci zařízení s cílem jejich optimalizace pro následující výpočtovou, designovou i experimentální část.

### 2.1 Typy trubíc

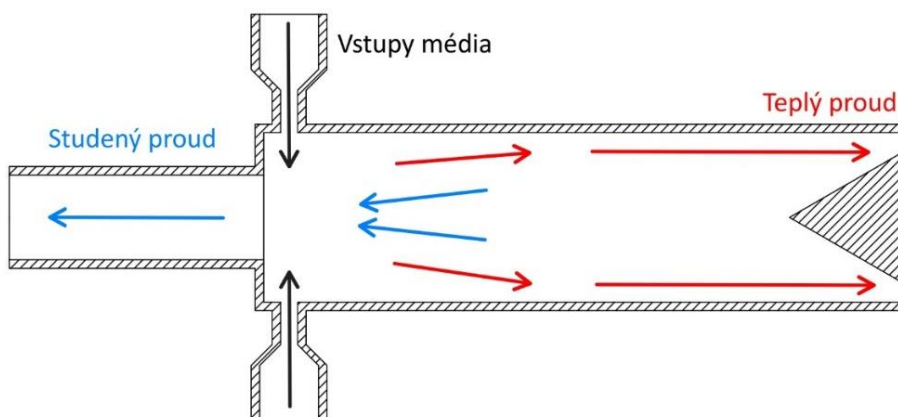
Vírová trubice může být v závislosti na jejím designovém zpracování a technických specifikacích rozdělena do několika skupin. Hlavní rozdělení spočívá v určení směru proudění studeného proudu. Podle toho se dělí trubice na protiproudé, (counterflow) viz obr. 2, nebo souproudé (uniflow) viz obr. 3. Dále se dělí podle přístupu k chlazení trubice na chlazené či nechlazené (adiabatické). Vyskytují se také složitější varianty v podobě trubíc s dalším vstupem pro přisávané médium, trubice s odvodem kondenzátu, trubice s difuzéry, trubice konvergentní, trubice divergentní (obrázky 1), systémy trubíc pro více cyklové použití atd.



Obrázek 1: Schéma divergentní trubice [1]

#### 2.1.1 Protiproudá vírová trubice (counterflow)

V případě protiproudé vírové trubice je odvod studeného proudu umístěn na opačné straně zařízení, jako odvod teplého proudu viz obr. 2.

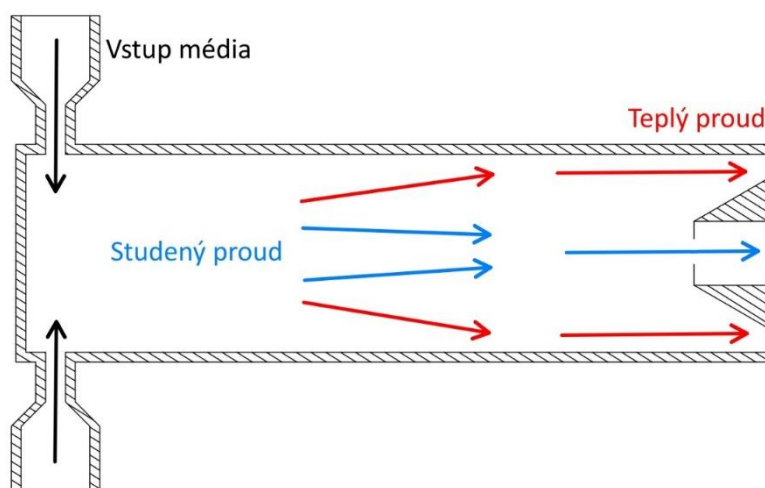


Obrázek 2: Schéma protiproudé trubice

Vstupující médium je vháněno tangenciálně do trubice přes vstupní trysky, které jsou v blízkosti clonky ke studené části trubice. Při vysokém tlaku vstupujícího média je vytvořeno silné vířivé proudění v teplé pravé části trubice. Médium v přístěnné oblasti trubice je teplejší nežli na vstupu, zatímco médium ve středu trubice je studenější. Část studenějšího média ve středu trubice mění složku své axiální rychlosti tak, že se začne pohybovat od teplého konce ke studenému. Clonka ke studené části trubice tento díl studenějšího média separuje od zbytku a ten tak odchází do levé části trubice a poté ven do prostředí. Teplá přístěnná část média odchází vpravo teplým koncem, kde se nachází clonka, pomocí které regulujeme teplotu a množství odcházejícího média. Více o principu těchto mechanismů v kapitole 3.

### 2.1.2 Souproudá vírová trubice (uniflow)

Pokud je vyústění studeného i teplého proudu situováno na jedné straně trubice, nazývá se tato vírová trubice souproudou (uniflow, parallel flow). Hlavní aspekty trubice zůstávají stejné jako u souproudé varianty, rozdíl je v konstrukci clonek. Clonka na teplém konci a ústí pro studený proud jsou zkombinovány na vzdálenější straně trubice, zatímco strana přilehlá k vstupním tryskám je uzavřená viz obr. 3.



Obrázek 3: Schéma souproudé trubice

Většina publikací se shoduje v tom, že souproudé vírové trubice mají horší účinnost nežli trubice protiproudé, tudíž se ve více případech používá trubice protiproudých. Souproudé trubice mohou být použity pro speciální aplikace, kdy vyžadujeme, aby oba proudy ústily ze stejného konce trubice. [1]

## 2.2 Použití vírových trubic

Širšímu využití vírových trubic brání jejich nižší účinnost v porovnání s ostatními druhy chladicích zařízení a s tepelnými čerpadly. Odvozený topný, respektive chladicí faktor těchto zařízení se pohybuje okolo 0,1 a tedy není většinou vhodné je využívat jako samostatnou chladicí jednotku. Své uplatnění by tak mohly získat zapojením do chladicích cyklů. Velkou výhodou těchto zařízení je však jejich kompaktnost, provoz nevyžadující speciální údržbu, spolehlivost a jednoduchost celého zařízení. Následující podkapitoly mají za úkol zmapovat nejvíce rozšířené oblasti použití RHVT.

### 2.2.1 Chlazení nástrojů při technologickém obrábění

Nejvíce v praxi využívanou variantou užití vírových trubic je chlazení nástrojů při technologickém obrábění. Široký výběr vírových trubic pro průmyslové aplikace v České Republice nabízí firma Lontech—zastoupení společnosti Vortec Corporation. Tyto trubice jsou dle specifikací používány při frézování, vrtání, soustružení, broušení viz obr. 4 a dalších technologických obráběních, zejména pro bodové chlazení nástrojů. Toto chlazení eliminuje místní přehřívání součástí a tím zmenšuje rozměrové tolerance i kvalitu povrchu součástí. Využívá se při obrábění plastů, kompozitů, dřeva i jiných materiálů. Lze použít pro chlazení u CNC strojů, nůžek, pásových pil, průmyslových šicích strojů, chlazení lepidel a tavenin atd. Nejvyšší nabízené výkony se pohybují okolo 3000 W a požadují vstupní tlak vzduchu okolo 5,5 až 8 bar. [2]



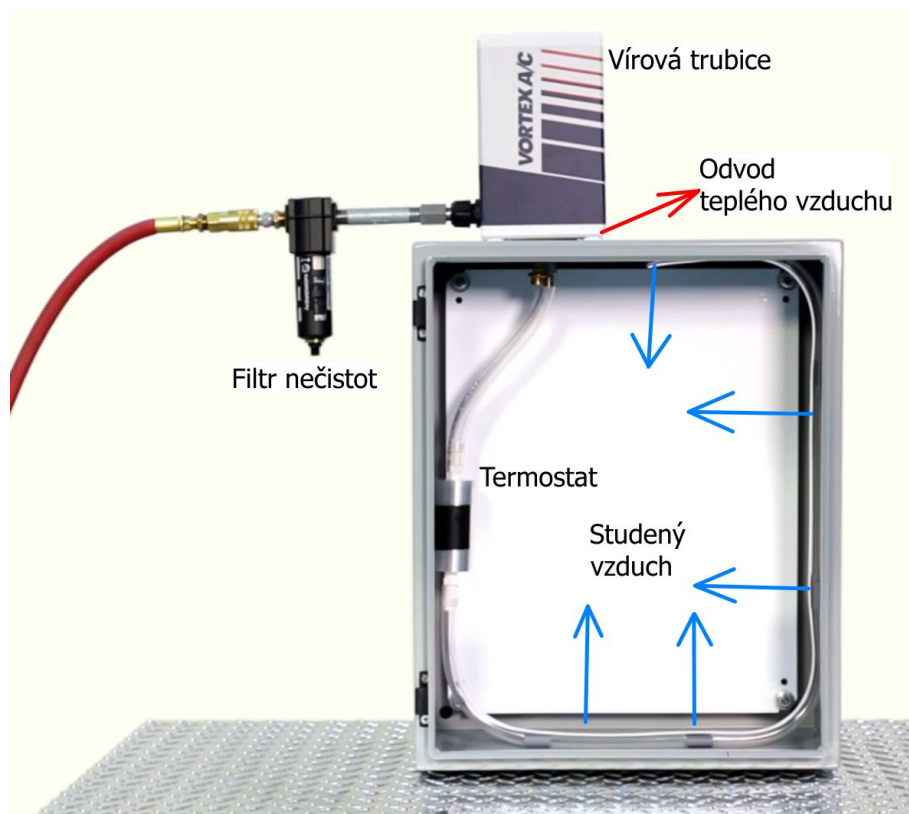
Obrázek 4: Aplikace RHVT pro chlazení nástroje při broušení [2]

Výhody tohoto druhu chlazení oproti chlazení emulzemi spoívají v odstranění problémů s kontaminací výrobků emulzí a v eliminaci následného čištění po obrábění. Oproti obrábění na sucho snižuje tepelné zatížení nástrojů, eliminuje spálení na hranách a deformace výrobků, zvyšuje produktivitu výroby a prodlužuje životnost výrobků a nástrojů. Je možné využití i teplého vzduchu pro ohřívání povrchů součástí při sušení, či před lepením epoxidovými lepidly. [2]

Mezi další výhody patří nízká pořizovací cena zařízení a vysoká spolehlivost, jelikož vírová trubice není složena z mechanických pohybujících se součástí. Dále okamžitý náběh chlazení, či ohřívání. Snadné seřízení teploty a proudu vzduchu pomocí regulačního kolečka, kterým regulujeme nastavení clonky na teplém konci trubice. Vystupující proud vzduchu navíc čistí výrobek při procesu obrábění.

### 2.2.2 Chlazení uzavřených rozvaděčových skříní

Vírové trubice jsou užívány jako jednoduchá a dostupná alternativa k nákladným klimatizačním jednotkám s vysokými nároky na údržbu při chlazení elektrických a elektronických rozvaděčových skříní. Společnost Vortec ve svém katalogu nabízí modelové řady vírových trubíc podle výkonu chlazení a spotřeby vzduchu s mechanickými, či elektronickými termostaty pro udržení požadované teploty ve skříni. Nejvyšší nabízený výkon těchto jednotek je 1500 W a je nutno je napájet vzduchem o tlaku 5,5 až 7 bar. Zařízení bylo nainstalováno na řídicí systémy na robotických pracovištích pro montáž automobilů a má za úkol chránit tyto systémy před kouřem ze svařování a vysokou okolní teplotou, která by způsobila výpadky řídicích systémů. Rovněž byly trubice nainstalovány na řídicí panely pevicích pecí, aby se zabránilo prostoje vlivem přehřátí. Vírová trubice udržuje ve skříni mírný přetlak, což zabraňuje vniknutí nečistot a prachu do skříně. Vzduch před nasáváním do vírové trubice prochází přes filtry, čímž se zamezuje dalšímu vniknutí nečistot do skříně. [2]



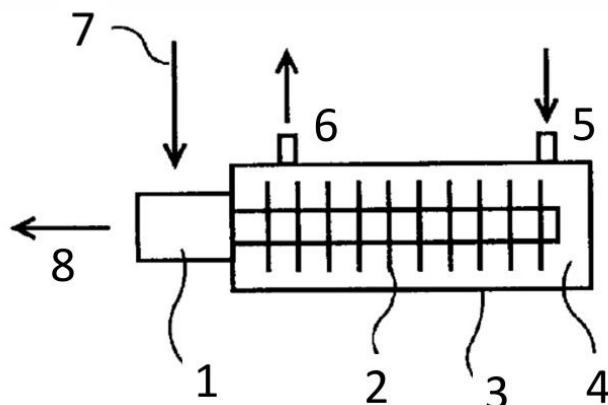
Obrázek 5: Použití RHVT při chlazení rozvaděčové skříně [2]

Mezi výhody patří snadná a rychlá instalace. Také to, že trubice i vývody studeného vzduchu mohou být do skříně zavedeny kterýmkoliv směrem viz obr. 5. Dále kompaktní rozměry chladicího zařízení, spolehlivost, nízké náklady v porovnání s elektrickými chladicími systémy, nízké náklady pro provoz, nejsou použita žádná chladiva. Nutností je však přívod vzduchu pro zařízení.



### 2.2.3 Ohřev zemního plynu v redukčních stanicích

Typ vírové trubice, tzv. Vortex Pilot Gas Heater (VPGH) byl patentován v roce 1998. Jedná se o variantu vírové trubice, kdy je teplá strana úplně uzavřená a veškerý plyn tak odchází pouze koncem studeným viz obr. 6. Tato varianta je užívaná pro ohřev zemního plynu v redukčních stanicích před distribucí spotřebitelům pomocí škrťacího ventilu. Kvůli snížení teploty při adiabatické expanzi škrčeného plynu je nutné ho předehřívat tak, aby uvnitř nemohla zkondenzovat voda či vznikat částičky zmrzlého ledu přítomností vlhkosti v plynu. Redukční stanice proto obsahují kogenerační jednotku či kotelnu schopnou spalovat část proudícího zemního plynu. Jako alternativa k těmto předehřevům může být použita vírová trubice. Nevyžaduje externí dodávku energie, pouze dostatečný tlakový spád plynu. Tlaková energie plynu se v trubici na přístěnných oblastech víru mění na tepelnou energii a dochází tak k ohřevu plynu uvnitř. Nevyužíváme však poté proudy plynu, jelikož je teplá strana pro odvod plynu uzavřena, ale pouze tepla, které se generuje na vnitřní straně stěny trubice. Tato stěna se na vnější straně pokrývá žebrováním a slouží jako teplosměnná plocha. Zde předává teplo jiné části plynu o vysokém tlaku, který je poté veden přes dvojité škrčení na výstupní tlak redukční stanice. Veškerý plyn uvnitř trubice po odevzdání tepla poté odchází ve středu víru clonkou k studenému konci a ven z trubice a je odváděn do potrubí za regulátorem. [3]



Obrázek 6: Vírová trubice pro ohřev zemního plynu; 1 – vírová trubice, 2 – žebrování, 3 – vnější stěna tepelného výměníku, 4 – tepelný výměník, 5 – vstup do tepelného výměníku, 6 – výstup z tepelného výměníku, 7 – přívod k dýzám vírové trubice, 8 – výstup z RHVT [4]

Průtok plynu vírovou trubicí je roven 2 až 5 % z celkového průtoku stanicí, proto do větší míry neovlivňuje regulaci soustavy. I tak je schopen velkou měrou snížit energetickou náročnost distribuční stanice. Dokáže pracovat s rozdílem tlaků až 6,9 MPa a zvýšit teplotu plynu až o 50°C. Ohřívač nevyžaduje speciální údržbu a pracuje s maximální spolehlivostí. [4]

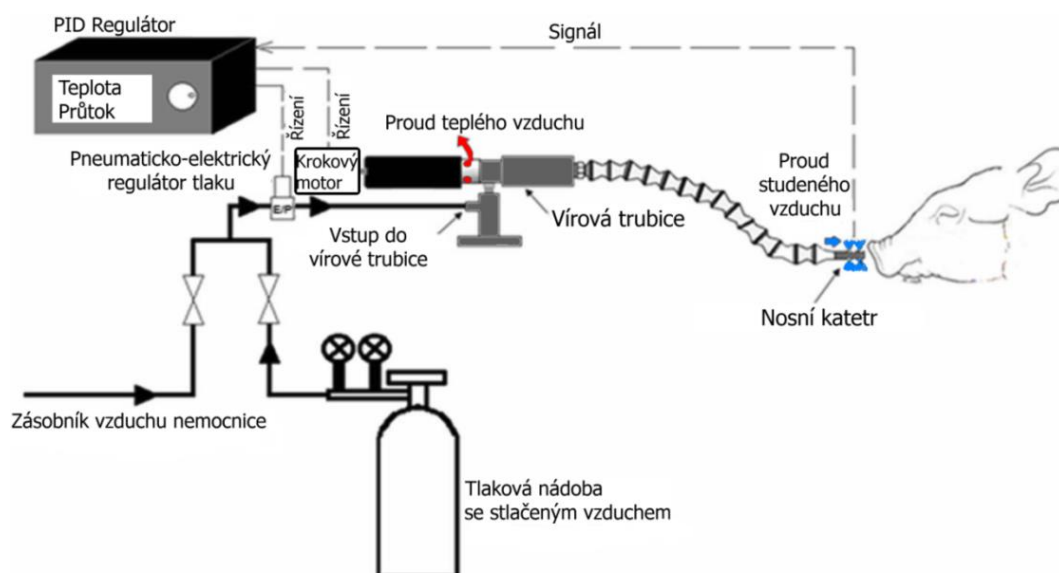


Obrázek 7: VPGH připojena na regulační smyčku redukční stanice [4]



### 2.2.4 Použití pro lékařské potřeby

Z důvodu své spolehlivosti mohou být vírové trubice využity pro lékařské účely, kde tato výhoda převažuje nad účinností zařízení. V medicíně by mohly najít své uplatnění při terapeutické hypotermii (Targeted temperature management), což je léčebná metoda využívající dosažení nižší lokální tělesné teploty pacienta a následně její udržování po určitou dobu. Navození terapeutické hypotermie bylo na základě studií zařazeno do doporučených postupů léčby akutních stavů. Využívá se hlavně v oblasti intenzivní medicíny, a to jak v nemocniční, tak v přednemocniční péči. Její včasné zahájení přináší nesčetné výhody, které se odrazí na konečném stavu pacientů. Existuje celá řada akutních stavů, které ohrožují pacienta rozvojem ischemie, tedy nižší oxygenací tkání. Patří mezi ně cévní mozková příhoda, úrazy hlavy, srdeční zástava či perinatální asfyxie novorozenců. Hlavním důvodem ochlazování je zde jeho neuroprotektivní účinek. Ochladíme-li pacienta, dojde v jeho tkáních ke zpomalení metabolických pochodů a pomalejšímu rozvoji ischemických změn. Ochladit lidské tělo jde více způsoby. Od základních způsobů povrchového chlazení studenými obklady a studeným vzduchem přes invazivnější postupy, které se v intenzivní medicíně uplatňují především. Jde o metody endovaskulárního chlazení, kdy se pacientovi podávají do periferní žíly infuze o teplotě 4°C. Tato metoda zajistí cestou krevního řečiště ochlazení celého lidského těla, což má však vedle ochranného působení také mnoho nežádoucích účinků. U pacientů se rozvíjí elektrolytová dysbalance, koagulopatie, trombocytopenie, arytmie či vyšší riziko vzniku infekčních komplikací. [5]



Obrázek 8: Schéma zapojení RHVT při použití metody SBC [5]

Je proto trendem poslední doby namířit řízenou hypotermii pacientů především na oblast mozku, tzv. selektivní chlazení mozku. Mozek je totiž orgán, který je maximálně závislý na dostatečném přísunu kyslíku, navíc nemá pro své funkce žádné energetické rezervy, a proto je ischemií postižen jako první. Metoda tzv. Selective Brain Cooling (SBC) se opírá o více způsobů, jak ochlazení mozku dosáhnout. Jedním z nich a ve studiích na zvířatech zkoušeným způsobem SBC je ochlazování mozku studeným vzduchem, který je vpouštěn do dutiny nosní. Výhodou této metody je možnost kontroly a nastavení výchozí teploty, neužívání chemických látek, a proto i intaktnost tkání v dutině nosní. Určitě bude na snaze zařadit tuto metodu i do klinických studií na pacientech, kde se ukáže jejich reálný benefit. Člověk má totiž jinak vyvinuté regulační mechanismy, kratší a jinak utvářenou dutinu nosní, což může ve finále přinést odlišné výsledky. Na zvířatech byla tato metoda již vyzkoušena a chlazení bylo prováděno pomocí RHVT. Schéma zapojení celé sestavy viz obr. 8. [5]

## 2.3 Designové parametry

Celkový design vírové trubice je výsledkem optimalizace několika méně či více důležitých parametrů. Tato práce se zaměřuje především na typ trubice Counterflow viz kapitola 2.1.1, tudíž je věnována pozornost rovněž parametrům spjatým s tímto typem. Například se zde vyskytuje parametr délky trubice za clonkou ve středu trubice (v této práci označována jako clonka ke studenému konci). Vliv všech parametrů na funkci trubice bude popsán dále v této kapitole. Obecně lze při návrhu zahrnout následující kategorie parametrů.

- Geometrické parametry: Délka trubice, vnitřní průměr trubice, průměry vstupních trysek, tvar a počet vstupních trysek, průměr clonky ke studené části, tvar clonky na teplém konci, tvar trubice (konvergentní, divergentní, přímá), přidání difuzorů na konci trubice atd.
- Hmotnostní toky: Podíl studené a teplé frakce, celkový hmotnostní tok trubicí
- Vstupní podmínky: Tlak plynu na vstupu, teplota plynu na vstupu, hustota plynu na vstupu
- Vlastnosti plynu: Viskozita média, tepelná vodivost plynu, tepelná kapacita plynu, koeficient expanze plynu, složení plynu, vlhkost obsažená v plynu
- Výstupní podmínky: Statický tlak na studeném konci, statický tlak na teplém konci, zapojení trubice do cyklu
- Ostatní faktory: Materiál trubice, izolace trubice, vnitřní drsnost trubice

V následující tabulce viz tabulka 1, je obsažen výčet základních geometrických parametrů trubic vybraných autorů věnujících se problematice RHVT. Prázdné buňky vyjadřují hodnoty, které do publikací nebyly zahrnuty, a tudíž jsou neznámé. Počínaje prvními výzkumníky v této oblasti, podle nichž je tato trubice rovněž pojmenována jako Ranque–Hilschova, se do tabulky chronologicky řadí další autoři. Má za cíl čtenáře seznámit se základními parametry RHVT a seznámit ho s variabilitou různých konfigurací. Tento ucelený přehled navazuje na práce autorů: M. Yilmaz: A review on design criteria for vortex tubes a práci autorů Smith Eiamsa-ard a Pongjet Promvonge: Review of Ranque – Hilsch effects in vortex tubes. [6,7]

Tabulka 1. Konfigurace RHVT z experimentálních studií

Rok	Autor	Průměr $D_v$ [mm]	Délka Trubice $L$ [mm]	Vstupní tlak $P_{in}$ [bar]	Vstupní trysky $D_{in} \times \text{Počet}$ [mm $\times$ N]	Průměr ústí ke studené části $D_c$ [mm]
1933	Ranque [8]	12		7		
1947	Hilsch [9]	4,6	230	7	1,1 $\times$ 1	2,2
1950	Webster [10]	8,7				
1951	Scheper [11]	38,1	914	2	6,35 $\times$ 1	12,7
1957	Martynovskii, Alekseev [12]	9	450	6	2,3 $\times$ 2	4
1957	Scheller a Brown [13]	25,4	1092	6,1	neuvedeno $\times$ 4	9,53
1957	Harnett a Eckert [14]	76,2	762	2,4	9,5 $\times$ 8	
1958	Otten [15]	20		8		
1959	Lay [16]	50,8		1,68		
1960	Takahama, Kawashima [17]	52,8				
1960	Suzuki [18]	16		5		
1962	Reynolds [19]	76,2				
1962	Blatt and Trusch [20]	38,1		4		
1962	Sibulkin [21]	44,5				
1966	Gulyaev [22]	30	400-840			
1968	Vennos [23]	41,3	1070	5,76	3,2 $\times$ 2	15,9
1969	Bruun [24]	94	520	2	21,5 $\times$ 1	35
1974	Raiskii a Tunkel [25]	10	400		5,55 $\times$ 2	
1982	Schlenz [26]	50,8		3,36		
1983	Amitani et al. [27]	800		3,06		
1983	Stephan et al. [28]	17,6	352	4	4,1 $\times$ 1	6,5
1994	Ahlborn et al. [29]	18	414	4	4,3 $\times$ 1	6,5
1996	Ahlborn et al. [30]	25,4	600	2,7		
2000	Ahlborn et al. [31]	20	200	5		
2001	Guillaume and Jolly [32]	9,5	25,4	6	6,4 $\times$ 1	9,5
2003	Saidi a Valipour [33]	18	1000	4	3,5 $\times$ 3	9
2005	Promvonge, Eiamsa-ard [34]	16	720	3,5	2 $\times$ 1	8
2005	Behera U [35]	12	120	5,4	3,17	6
2005	Aljuwayhel et al. [36]	19	100	3	1 $\times$ 1	6
2005	Gao [37]	40	318 - 2586	4 - 6	4,25 $\times$ 8	
2006	Aydin [38]	18	750	6	6 $\times$ 1	5
2008	Hamoudi [39]	2	100	5	0,8 $\times$ 1	1,1
2009	Nimbalkar a Muller [40]	19,05	254	1,5-3		
2009	Kirmaci [41]	10	150	1,5-7		
2010	Markal et al. [42]	10	100 - 400	3 - 5		
2010	Eiamsa-ard [43]	16	720	4	2 $\times$ 1	8
2011	Hamdan et al. [44]	10	137	2 - 5		
2011	Mohanty [45]	20	320	5	neuvedeno $\times$ 3	
2011	Dincer [46]	9	135	7,3	4,51 $\times$ 1	5
2011	Valipour [47]	19,05	400	4		9,5
2012	Liew [48]	40	2500		4,9 $\times$ 12	15
2010	Chang [49]	27	324		1,5 $\times$ 6	16,2
2012	Im a Yu [50]	20	240-400	0,4 - 1,6		
2012	Xue et al. [51]	60	2000			
2013	Rafuee a Rahimi [52]	18	250	3,5 - 4,5		
2013	Mohammadi a Farhadi [53]	8	240	0,3-3,5	2 $\times$ 2	
2013	Han et al. [54]	5	78	2 - 13		
2013	Avci [55]	10	300	3 - 5	1,7 $\times$ 3	
2014	Agrawal [56]	10	175	4	2 $\times$ 1	4
2014	Liu X a Liu Z [57]	10	120	6	3,91 $\times$ 1	6
2014	Devade [58]	14 - 36	225	5	4 $\times$ 2	7
2016	Bábor [59]	24	541	4	3 $\times$ 2	10
2017	Attalla [60]	7,5	112,5	6	neuvedeno $\times$ 3	5

### 2.3.1 Délka trubice $L_v$

Otázce délkových parametrů je věnováno několik odborných publikací, které hodnotí závislost délky teplé části trubice na výsledné účinnosti separace zařízení. Optimální délka teplé části trubice je vždy závislá na jejím průměru. Tyto parametry jsou spolu úzce spjaté, a proto se ve většině publikací uvádí délka jakožto násobek průměru trubice.

- Prvotní návrhy pracovaly s délkami teplé části trubice okolo padesátinásobku průměru trubice,  $L = 50 \cdot D_v$ . Hypotézu podpořil hlavně Hilsch, podle něhož by poměr  $L/D_v$  pro optimální separaci měl být právě 50. [9]
- Podle Westleyho je podmínkou účinné separace to, aby byla trubice delší, než  $10 \cdot D_v$ . [61]
- Martynovskii a Alekseev dospěli k názoru, že pro výkon trubice je velmi důležitá role optimální délky trubice a stanovili ji na  $40 < L/D_v < 50$ . [12]
- Lay zmiňuje, že pro délku trubice nad  $L = 9 \cdot D_v$  již Ranque-Hilschův efekt významně neroste. [16]
- Gulyaev určil minimální délku trubice na  $10 \cdot D_v$  v případě jejího cylindrického tvaru. Pro kónický tvar stanovil minimální délku okolo  $13 \cdot D_v$  v případě, že úhel rozbíhavosti je  $2-3^\circ$ . [22]
- Raiskii a Tunkel a také Soni a Thompson uvádí, že  $L/D_v$  má být větší než 45. [25, 62]
- Takagama a Yokosawa navrhuje použití trubice s  $L > 100 \cdot D_v$  k dosažení lepší účinnosti. [17]
- Saidi a Yazdi uvádí, že s větší délkou trubice roste teplotní diference a klesá ztráta exergie. Pro  $L/D_v < 20$  byla separace energie nízká. Od  $L/D_v > 55$  již nehrála délka roli. Na základě toho stanovena optimální délka  $L/D_v = 20$  až 55. [63]
- Singh: Délka trubice nemá žádný vliv na účinnost trubice mezi  $L/D_v = 45$  až 55. [64]
- Behera: S větší délkou trubice roste teplotní separace, optimální délka je  $25$  až  $35 \times D_v$  pro nejvyšší účinnost pro trubici s průměrem  $D_v = 12$  mm. [35]
- Aljuwayhel: pomocí CFD analýzy byla stanovena minimální délka trubice  $L/D_v = 12$  pro model trubice s průměrem  $D_v = 19$  mm. [36]
- Gao experimentálně stanovil optimální délku trubice jako  $L = 65 \cdot D_v$ , výsledná délka jeho trubice činila 2586 mm [37]
- Dincer testoval parametr  $L/D_v = 10, 15$  a  $18$ . Z těchto tří poměrů bylo dosaženo nejvyšší účinnosti při poměru  $L/D_v = 15$ . Pro trubice větších délek již účinnost zařízení nerostla. [46]
- Aydin a Baki zkoumali délky trubice s průměrem  $D_v = 18$  mm. Testováno bylo šest délek trubice a to  $L = 250, 350, 450, 550, 650$  a  $750$ . Optimální účinnosti bylo dosaženo za použití trubice délky 350 mm, tedy při  $L/D_v = 20$ . [38]

**Shrnutí:** Délka trubice významně ovlivňuje její účinnost a je tak důležitým parametrem k nalezení optimálních geometrických aspektů. Délka je stanovována nejčastěji jako násobek průměru trubice a ve výše uvedených pracích se pohybovala od  $L = 10 \cdot D_v$  až do  $100 \cdot D_v$ . Obecně platí, že separace probíhá v trubici až do jisté kritické délky, od které již nemá smysl trubici prodlužovat. Tato kritická délka je podle rešeršní analýzy v rozmezí  $10 \cdot D_v$  až  $45 \cdot D_v$ .

### 2.3.2 Vnitřní průměr trubice $D_v$

Průměry vírových trubic se pohybují v odborných publikacích věnujících se experimentálnímu vyhodnocování od mikroskopických 2 mm až do 800 mm. Komerčně užívané trubice mají průměr okolo 2,7 mm až 80 mm. Komerčně užívaná trubice firmy Exair s vnitřním průměrem 6 mm je zobrazena na obr. 9. Vyskytují se ovšem také trubice určené pro zkapalňování plynů, nebo pro separaci vlhkosti. Ty mohou mít pro svou správnou funkci průměry daleko větší. Při hledání optimálních geometrických parametrů trubice se častěji pracuje s průměrem  $D_v$  v souvislosti s délkou trubice  $L$  viz předchozí kapitola. Obecně platí, že u trubíc s většími průměry dochází k poklesu účinnosti při dodržení stejných vstupních parametrů plynu, z důvodu celkově menších tangenciálních rychlostí (rychlosti jsou menší jak ve středu trubice, tak na jejím obvodu). Toto má za následek menší disipaci kinetické energie, a proto také menší teplotní separaci. Na druhou stranu, pro velmi malé průměry trubice je nutno počítat s velkým protitlakem a vzduch v trubici bude mít nutně vyšší hustotu. Z tohoto důvodu nebudou tangenciální rychlosti ve středu trubice a na jejím obvodu výrazně rozdílné, což rovněž vede k nižší disipaci kinetické energie a menší teplotní separaci u trubíc s takto malým průměrem. Obecně ovšem platí, že menší průměr značí větší účinnost. [6]



Obrázek 9: Vírová trubice firmy Exair o malém vnitřním poloměru. [65]

**Shrnutí:** V odborných publikacích byly použity různé druhy vírových trubíc, s průměrem  $D_v = 2$  mm až 800 mm. Trubice určené pro separaci vlhkosti a pro zkapalňování plynů mívají větší průměr. Z hlediska teplotní separace obecně platí, že menší průměr znamená větší teplotní separaci v trubici.

### 2.3.3 Průřez vstupních trysek

Vstupní tryska je velmi důležitá součást pro správné fungování trubice a přímo ovlivňuje charakteristiky plynu vystupujícího z trubice. Tryska nesmí mít vysokou tlakovou ztrátu a často se vyžaduje dosažení takové rychlosti vzduchu, aby byla rychlost vzduchu při výstupu z trysky do trubice nadzvuková, což se děje zejména při vysokém tlaku. Velmi malá vstupní tryska zapříčiní velkou tlakovou ztrátu, což vede ke snížení velikosti tangenciálních rychlostí a menší teplotní separaci. Velká vstupní tryska zase neumožní zajištění správného vtoku vzduchu do trubice, jelikož je snaha, aby vzduch vstupoval do trubice přímo tangenciálně. Ve studiích zaměřujících se na geometrii vstupních trysek v závislosti na účinnosti trubice se nejčastěji používá poměru průměru vstupní trysky k průměru trubice. Jiné používají poměr plochy vstupních trysek ku ploše průřezu trubice.

- Westley experimentálně optimalizoval geometrii trysek pro RHVT, přičemž stanovil optimální poměr jako: [61]

$$S_{IN} / S_{VT} = 0,156 + \frac{0,176}{T_p} ; T_p = \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (2.1)$$

- Martynovskii a Alekseev: průměr vstupních trysek je funkcí průměru trubice a v případě zvětšování průměru trubice by se měl zvětšovat i průměr vstupních trysek. [12]
- Linderstrom-Lang: Optimální průměr trysky  $D_{IN}$  by měl být přibližně  $0,25 \cdot D_{VT}$ . [66]
- Takahama: Pro nejlepší teplotní separaci by geometrie vstupních trysek měla být řízena následujícími vztahy: [17]

$$\frac{D_{IN}}{D_V} \leq 0,2 ; \frac{N \cdot D_{IN}^2}{D_V^2} = 0,16 - 0,20 \quad (2.2)$$

$$D_C < D_V - 2 \cdot D_{IN} ; \frac{D_C^2}{N \cdot D_{IN}^2} \leq 2,3 \quad (2.3)$$

- Soni přišel se vztahem pro obsah vstupních ploch: [62]

$$\frac{S_{IN}}{S_V} = 0,084 - 0,11 \quad (2.4)$$

- Aydin a Baki: Optimální průměr trysky v závislosti na průměru trubice stanoven jako: [38]

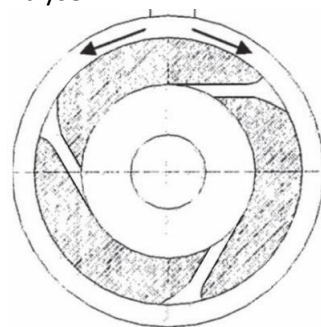
$$\frac{D_{IN}}{D_V} = 1/3 \quad (2.5)$$

**Shrnutí:** Plocha vstupních trysek je přímo závislá na ploše průřezu trubice pro správné fungování zařízení. Všechny studie ukazují, že optimální poměr  $\frac{D_{IN}}{D_V}$  by měl být okolo 0,20.

### 2.3.4 Počet a tvar vstupních trysek

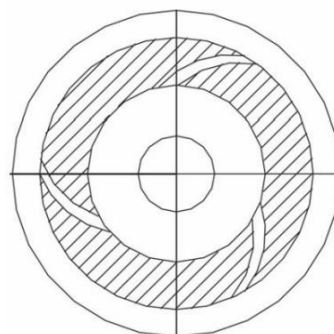
Dalším důležitým parametrem pro RHVT je typ a počet vstupních trysek.

- Jako první byly využívány trysky přímé tangenciální viz obr. 10. Studie ukazují, že trysky musí být navrženy právě tak, aby proud vstupoval do trubice tangenciálně. Nejčastěji jsou používány trysky o obdélníkovém, či kruhovém průřezu.



Obrázek 10: Přímé tangenciální trysky [6]

- V roce 1964 Metenin experimentálně ověřil funkčnost zařízení s tryskou nazvanou jako Archimedova spirála a poté se tento spirální typ použil ještě při experimentu Parulekara, který naznačuje, že tato tryska by měla být použita namísto původních tangenciálních, z důvodu zvýšení účinnosti vírové trubice. Tento typ trysky je zobrazen na obr. 11. [67, 68]



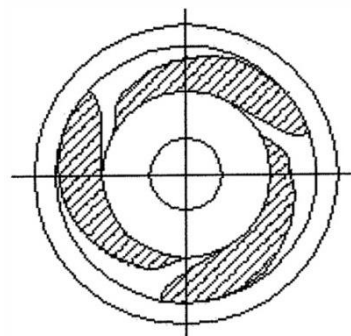
Obrázek 11: Tryska Archimedova spirála [6]

- Promvonge a Eiamsa-ard experimentálně studovali RHVT s šnekovou dýzou za účelem lepší teplotní a energetické separace. Podobný experiment rovněž provedl Bábor ve své bakalářské práci na experimentálním standu RHVT při použití trysek vyrobených technologií 3D tisku viz obr. 12. Bylo dosaženo vyšší izoentropické účinnosti zařízení v porovnání s konvenčními přímými tryskami. [34, 59]



Obrázek 12: Šneková dýza [59]

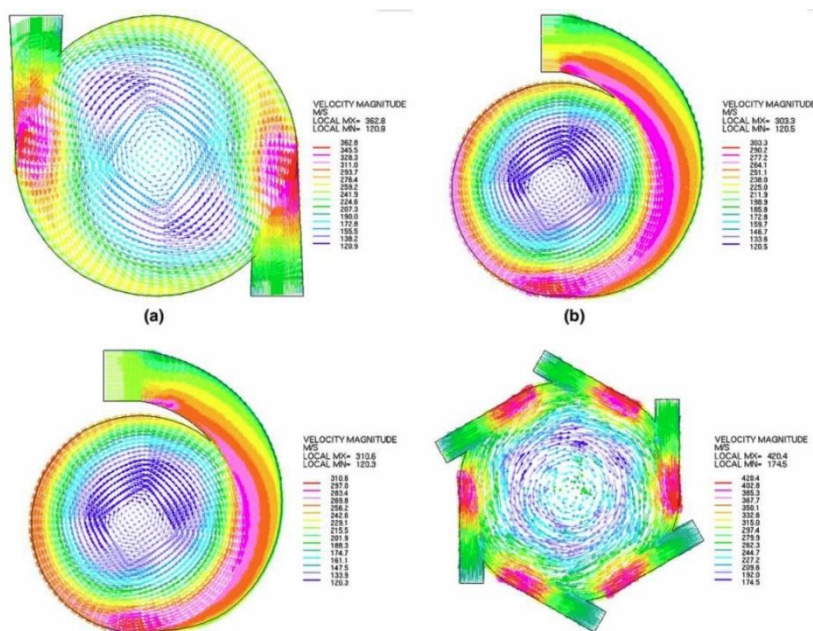
- Wu použil pro svůj experiment nový design trysek se stejným gradientem Machova čísla po celé délce trysky viz obr. 13. Experimentální výsledky ukázaly, že tryska je schopna snížit teplotu vzduchu na studeném konci o 5°C v porovnání s tryskou Archimedovou. [69]



Obrázek 13: Tryska s konstantním gradientem Mach. Čísla [69]



Vliv typu trysek byl rovněž zkoumán pomocí CFD. Behera modeloval pět různých konfigurací trysek viz obr. 14: Trysky dvě zužující se, tryška jedna šroubovitá kruhového průřezu, tryška jedna šroubovitá obdélníkového průřezu, šest přímých trysek a šest zužujících se trysek. Poté byly vyhodnocovány veličiny: Velikost vířivé rychlosti, radiální symetrie proudu, podle kterých byly odhadnuty teplotní rozdíly RHVT pro každou konfiguraci. Nejlépe dopadla v porovnání s ostatními konfigurace s šesti zužujícími se tryskami. [35]



Obrázek 14: Vektorové pole rychlosti vykreslené pomocí CFD analýzy pro různé geometrie trysek [35]

Podobně provedl CFD analýzu Pourmahmoud, který simuloval chování šnekových trysek trubice a jejich vliv na energetickou separaci v trubici a efekt chlazení. Prezentované výsledky ukazují rostoucí teplotní separaci pro zvyšující se počet trysek, ovšem  $COP_c$  se při různých konfiguracích příliš neměnilo. Rovněž byl vyhodnocen optimální a limitní bezrozměrný parametr GPL, stanovující geometrii šnekové trysky. [70]

Dincer provedl experiment s konfiguracemi o dvou, čtyřech a šesti tryskách pro RHVT s poměrem  $L/D_v = 15$ . Nejlepších výsledků bylo dosaženo za použití čtyř trysek. [49]

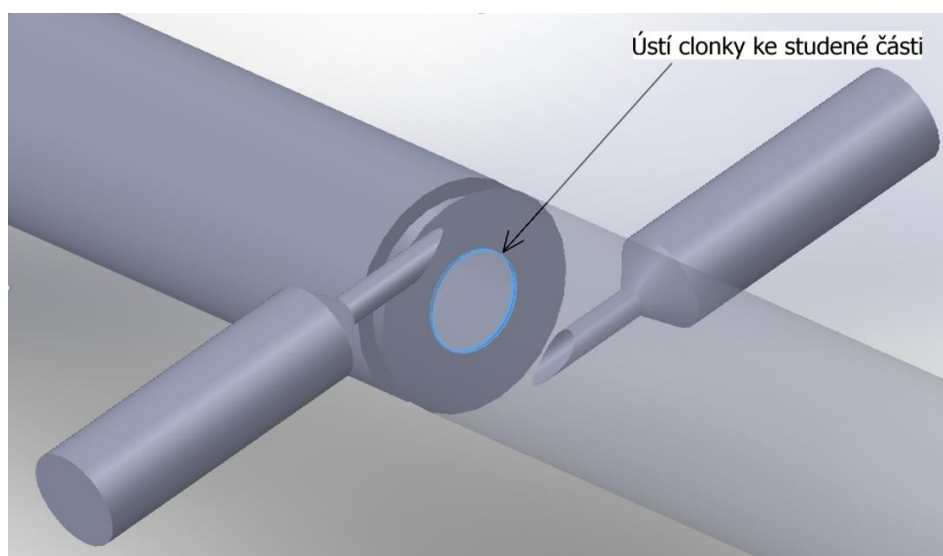
Závěry mnoha studií se v záležitosti volby počtu vstupních trysek rozcházejí. Zatímco první skupina tvrdí, že zvyšující počet trysek zlepšuje teplotní separaci, druhá toto tvrzení popírá. Podle první skupiny platí, že větší počet trysek zaručuje větší průtok vzduchu a vyšší akceleraci proudu. Toto má za následek vířivější proudění a roste rovněž velikost tření mezi vnitřním a přístěnným proudem, což má za následek větší separaci energie. Navíc má proudění lepší radiální symetrii. Podle druhé skupiny však vzduch při vstupu více tryskami začne vykazovat turbulentnější chování díky interakcím mezi jednotlivými proudy vzduchu. Díky tomu se začnou proudy teplého a studeného vzduchu vzájemně srážet a teplotní separace je kvůli působení těchto jevů snížena.

**Shrnutí:** Ve stanovení optimálního počtu trysek se studie značně rozcházejí. Většina experimentů pracuje s jednou až osmi tryskami. S přihlédnutím na tvar trysek lze využít spirálovitých, šnekových a dalších komplikovanějších dýz pro dosažení lepší účinnosti, ovšem za cenu obtížnější výroby této součásti (3D tisk, odlitky, generátory víru z více součástí) ve srovnání s přímými tangenciálními tryskami.



### 2.3.5 Průměr ústí clonky ke studenému konci

Optimální průměr ústí ke studené části trubice je funkcí průtoku vzduchu a funkcí tlakového poklesu vzduchu na clonce. Pokud je ústí příliš velkého průměru, dochází k tomu, že je teplý vzduch v přístěnných oblastech vtahován skrz ústí společně s vnitřním proudem studeného vzduchu. Při variantě zařízení bez přítomnosti jakékoliv clonky by došlo k přímému proudění vzduchu ze vstupních trysek ke studenému konci a ke snížení tangenciálních rychlostí proudů, což by odpovídalo velmi nízké teplotní separaci. Pokud by byl na druhou stranu průměr ústí clonky příliš malý, vznikl by výrazný pokles tlaku na clonce, což by vedlo k vysokým zpětným tlakům a rovněž k menší účinnosti celého zařízení. Ústí clonky ke studené části je zobrazeno na modelu trubice na obr. 15.



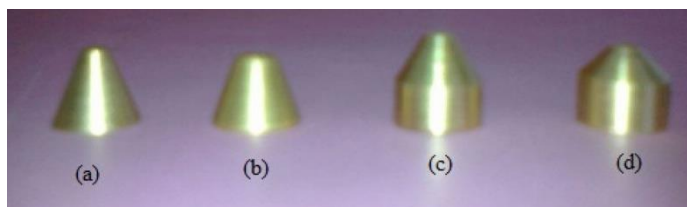
Obrázek 15: Ústí clonky ke studenému konci

- Westley optimalizoval experimentálně RHVT a stanovil závislost průřezů ústní clonky a trubice na  $S_c/S_v = 0,167$ . [61]
- Martynovski a Alekseev určili, že zmenšování průměru ústí vede k větším teplotním diferencím  $T_{IN} - T_C$  až do kritické hodnoty, kdy se začne rozdíl teplot zmenšovat. [12]
- Takahama navrhuje pro průměr ústí vztah související s průměry vstupních trysek, odkaz na rovnice v části 2.2.3 [17]
- Soni: Optimální poměr  $S_c/S_v$  je v intervalu 0,08 až 0,145. [62]
- Saidi: Nejlepších výsledků z hlediska účinnosti dosaženo pro  $D_c = D_v \cdot 0,5$  [63]

**Shrnutí:** Pro dosažení optimálních hodnot účinnosti zařízení by poměr průměru ústní clonky studené části k průměru trubice měl být v intervalu 0,4 až 0,6.

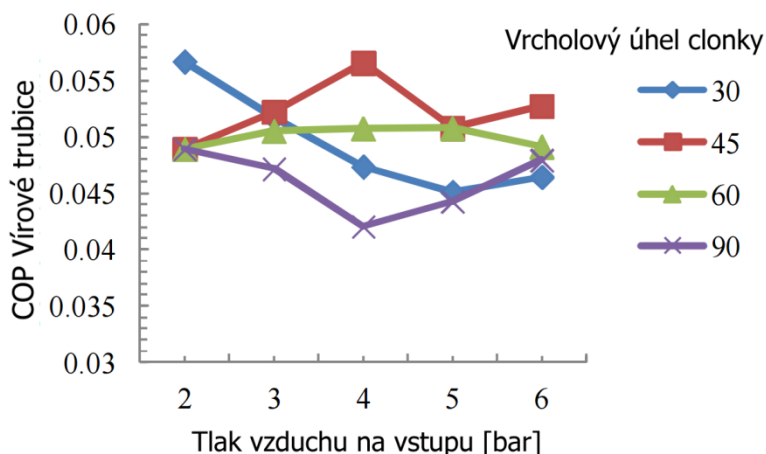
### 2.3.6 Clonka na teplém konci

Ovládacím prvkem, kterým je zpravidla korigováno množství odcházejícího vzduchu a jeho teplota, je clonka na výstupu teplého vzduchu. Clonka zamezuje přímému proudění vzduchu ven z trubice v její centrální oblasti a umožní proudění pouze v okolí stěny trubice. Nastavováním clonky a vytvořením větší nebo menší mezery na přístěnné oblasti je možné nastavovat množství a teplotu produkovaného studeného vzduchu na konci druhém. Nejčastěji je pro trubici typu counterflow jak při experimentech, tak v praxi, použita clonka ve tvaru kužele viz obr. 16.



Obrázek 16: Typy clonek na teplém konci s různým vrcholovým úhlem [58]

- Dincer experimentálně porovnával výstupní parametry trubice o vnitřním průměru 9 mm pro poloměry clonky 5, 6, 7 a 8 mm. Vrcholový úhel clonky byl měněn od 30 do 180°. Největšího rozdílu teplot mezi studeným a teplým koncem bylo dosaženo při nastavení clonky na 30° až 60° a při 5 mm průměru clonky, tedy při největší tloušťce mezery mezi stěnou a clonkou. [46]
- Gao: Při zvětšování mezery dochází ke snižování teploty na studeném konci, ale zmenšuje se hmotnostní tok vzduchu odcházejícího studeným koncem. [1]
- Aydin a Baki: Hledání optimálního nastavení úhlu clonky na studeném konci. Experimentálně otestovány clonky s vrcholovým úhlem od 45° do 60°. Optimum bylo nalezeno při 50°. Nebyl vypořizován zásadní vliv na účinnost zařízení, spíše regulační funkce. [38]
- K. D. Devade a A. T. Pise: Experimentální výzkum geometrií clonek na teplém konci pro krátké RHVT se vstupním tlakem 2 až 6 barů. Použití kuželových clonek o vrcholovém úhlu 30°, 45°, 60° a 90° viz obr. 17 a následné vyhodnocení účinnosti z hlediska naměřených teplot. Nejlepších hodnot dosáhly clonky s vrcholovým úhlem 45° a 60°. [58]



Obrázek 17: Závislost COP na tlaku vzduchu na vstupu při různém úhlu clonky [58]

**Shrnutí:** Optimální úhel clonky na teplém konci trubice z hlediska účinnosti zařízení je v rozmezí 30 až 60 stupňů. Geometrie clonky samotné není kritickým parametrem pro dosažení lepší účinnosti. Clonka na teplém konci má spíše regulační charakter.

### 2.3.7 Další faktory

Mezi další faktory ovlivňující účinnost zařízení patří:

- Geometrie trubice

Ve většině případů je použita válcová vírová trubice s konstantní plochou průřezu. Studie však ukázaly, že změna tvaru na zužující se válec – tedy konvergentní variantu trubice, může přinést lepší teplotní separaci média. Optimální úhel pro takto zužující se válec je velmi malý, je udáván optimální sklon okolo  $2^\circ$  až  $3^\circ$ . Publikace věnující se divergentnímu tvaru trubice ukázaly, že je možno dosáhnout podobné účinnosti, jako pro válcovou trubici, avšak při kratší délce trubice. Úhel divergence se má optimálně pohybovat okolo  $1,7^\circ$  až  $5,1^\circ$ . Kurosaka se pokusil převést akustickou energii vzduchu vhněného do trubice pomocí akustického tlumiče implementovaného do zařízení, se kterým bylo dosaženo větší účinnosti zařízení nežli bez něj. Účinnost byla rovněž lepší při zahrnutí difuzéru na konec teplé části trubice. [6,71]

- Hmotnostní toky

Celkový hmotnostní tok trubicí je stěžejním parametrem pro návrh fungujícího a účinného zařízení. Teplota studeného a teplého konce se výrazně mění v závislosti na podílu studené frakce. Větší rozdíl teplot je pozorován u trubic navržených pro minimální podíl studené frakce. Na druhou stranu trubice navržené pro větší hodnoty studené frakce mají také lepší adiabatickou účinnost. Maximálního chlazení je dosaženo pro RHVT operujícího s 60–70% podílem studené frakce. Minimální teploty na studeném konci je dosaženo u RHVT operujících s 30% podílem studené frakce. [6]

- Závislost na tlaku média na vstupu a teplotě média na vstupu

Zvyšováním tlaku na vstupu dosáhneme většího rozdílu teplot a větší teplotní separace. Teplotní separace je lineární funkcí rozdílu tlaku mezi vstupem a výstupem trubice. V případech, kdy je  $P_{IN} / P_{OUT} > 12$  se už teplotní separace dramaticky nezvyšuje. Teplota vzduchu na vstupu nemá zásadní vliv na výsledný teplotní spád trubice. [6]

- Typ a vlastnosti použitého média

Čím je hmotnost molekul plynu menší, tím je jeho teplotní separace lepší. Použití plynu s příměsí helia či použití dusíku namísto vzduchu, zvýšilo rozdíl teplot mezi teplou a studenou částí. Účinnost při použití s párou či karbohydráty byla podobná jako v případě použití kyslíku. V případě velmi vysokého vstupního tlaku existuje energetická separace i u nestlačitelného média. Pro vodu se udávají hodnoty 20–50MPa. Maximální rozdíl teplot je úměrný Prandtlovu číslu plynu. Z hlediska vlhkosti vzduchu platí, že při zvyšování vlhkosti se účinnost zařízení snižuje. [6]

- Materiál trubice

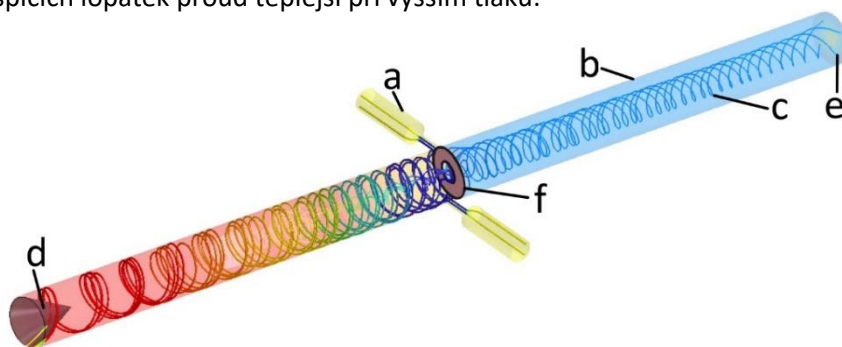
Použití hladšího materiálu a materiálu s nižší tepelnou vodivostí lze dosáhnout vyšší účinnosti trubice. Jakákoliv vnitřní překážka pro tok plynu, jakožto i drsnější povrch trubice snižuje účinnost zařízení. Izolace trubice zaručí vyšší účinnost zařízení z důvodu menších tepelných ztrát do okolí, a tedy přiblížení adiabatickému ději. [6]

### 3 Analytická část

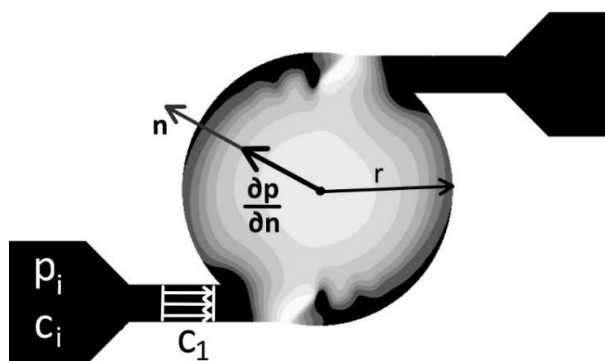
Hlavní funkcí vírové trubice je ochlazovat jednu část proudícího média a druhou část ohřát. Proud plynu o vysokém tlaku na vstupu do trubice je díky její konstrukci usměrněn na kruhovou dráhu tak, aby vytvořil vír. Ve středu tohoto víru je poté nízká teplota a tlak a snadno v něm vzniká axiální proud studeného vzduchu. Tento jev je ilustrován na obr. 18 pomocí proudnic CFD simulace. Jednou z hypotéz principu tepelné separace v RHVT je existence příčného tlakového gradientu. Existují však i další hypotézy a je jim věnována tato kapitola.

#### 3.1 Příčný tlakový gradient

Rozložení tlaku a teploty ve víru lze predikovat z Eulerovy n-rovnice pro proudění po zakřivené dráze a lze se s ním setkat i u lopatkových strojů, kde u paty lopatek je proud chladnější při nižším tlaku a na špicích lopatek proud teplejší při vyšším tlaku:



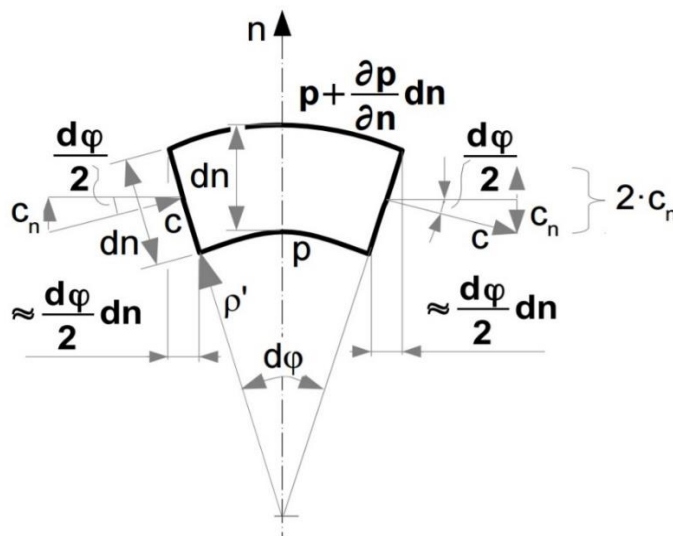
Obrázek 18: Schéma vírové trubice; **a** – vstupní tryska; **b** – plášť trubice; **c** – vnitřní studený proud; **d** – štěrbina u obvodu trubice pro odvod horkého stlačeného plynu; **e** – výstup studeného plynu z vírové trubice; **f** – clonka pro odvod vnitřního studeného proudu plynu



Obrázek 19: Zobrazení tlakového gradientu v řezu na vstupu do trubice; **c<sub>1</sub>** - tangenciální vstup plynu do trubice z trysky; **r**[m] - poloměr trubice; **n** - normála proudnic;  $\frac{\partial p}{\partial n}$  [Pa·m<sup>-1</sup>] - gradient tlaku

Na výstupu z trysky je v celém průřezu ideálně stejná rychlost, tlak i teplota plynu. Tento plyn vstupuje tangenciálně do trubice, kde se jeho dráha zakřivuje podél poloměru trubice. V důsledku zakřivení dráhy si odstředivá síla vynucuje zvýšení tlaku na vnějším obvodu a vzniká v plynu tzv. příčný gradient tlaku směřující k obvodu trubice. To znamená, že na vnějším poloměru musí postupně tlak růst vzhledem k vnitřnímu poloměru, viz obr. 19 (tmavší oblasti jsou oblasti s vyšším tlakem, světlejší s nižším). [72]

Vznik příčného tlakového gradientu lze odvodit z Eulerovy n-rovnice za předpokladu potenciálního proudění, proudění v rovině a zanedbání tíhových sil. Nejdříve je zaveden v pravoúhlé soustavě souřadnic elementární průtočný kanál vymezený proudovými plochami o jednotkové šířce 1, kterým proudí elementární množství kapaliny  $d\dot{m}$  viz obr. 20. [72]



Obrázek 20: Elementární kontrolní objem v zakřiveném proudovém poli [72]

Diferenciál  $\frac{d\phi}{2} \cdot dn$  vyjadřuje oblouk, v diferenciálním počtu je však délka tohoto oblouku velmi blízká protilehlé straně trojúhelníka. Na kontrolní objem kapaliny aplikujeme Eulerovu rovnici pro určení sil působící na tento element kapaliny, přičemž kontrolní objem tvoří hranice elementu:

$$d\vec{F}_t + d\vec{F}_h + d\vec{F}_p = d\vec{H} \quad (3.1)$$

Jelikož není element ohraničen tělesy a ani uvnitř něj se žádné těleso nenachází, jde při zanedbání tíhových sil psát:

$$d\vec{F}_t = 0; d\vec{F}_h = 0; d\vec{F}_p = d\vec{H} \quad (3.2)$$

Ve směru normály bude pak působit síla:

$$dF_{p,n} = dH_n \quad (3.3)$$

$$dH_n = -2 \cdot c_n \cdot d\dot{m} = -2 \cdot c \cdot d \left( \frac{\phi}{2} \right) \cdot \rho \cdot 1 \cdot dn \cdot c \quad (3.4)$$

Na vnitřním okraji elementu působí na kontrolní objem tlak  $p$ , na vnějším bude vyšší o přírůstek tlaku, který se stanoví z gradientu tlaku  $\partial p / \partial n$ :

$$dF_{p,n} = - \left( p + \frac{\partial p}{\partial n} \cdot dn \right) 1 (\rho' + dn) \cdot d\phi + p \cdot 1 \cdot \rho' \cdot d\phi + 2 \cdot p \cdot 1 \cdot dn \cdot d \left( \frac{\phi}{2} \right) \quad (3.5)$$

Pro:  $\frac{\partial p}{\partial n} \cdot (dn)^2$  zanedbatelný pro ostatní členy rovnice platí:  $\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \cdot \frac{c^2}{\rho'}$ .

Jestliže je měrná celková energie tekutiny ve vyšetřovaném objemu stejná, tak podle Bernoulliho rovnice s růstem tlakové energie musí stejně klesat kinetická energie tekutiny, tedy:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dn} = - \frac{d}{dn} \left( \frac{c^2}{2} \right) \quad (3.6)$$

Gradient kinetické energie má stejnou velikost, ale opačný směr než gradient tlakové energie. Odtud lze odvodit, že součet gradientů jednotlivých energií v tekutině musí být roven nule, za předpokladu adiabatického, ustáleného potenciálního proudění ideální tekutiny bez uvažování potenciální energie: Eulerova rovnice hydrodynamiky pro potenciální proudění: [72]

$$\nabla u + \nabla \left( \frac{p}{\rho} \right) + \nabla \left( \frac{c^2}{2} \right) = \nabla i_c = 0 \quad (3.7)$$

$u$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrná vnitřní tepelná energie;  $i_c$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] měrná celková entalpie tekutiny.

Tato rovnice popisuje energetickou bilanci ustáleného potenciálního proudění ideální tekutiny v nehybném kanále dokonale tepelně izolovaném od okolí. Při proudění se může mezi sebou transformovat vnitřní tepelná, tlaková, kinetická a potenciální energie. Jestliže se jedná o potenciální proudění znamená to, že v každém bodě objemu lze definovat hodnotu jednotlivých energií podle určité funkce, a tedy lze stanovit i jejich gradienty, které určují směr a velikost růstu/poklesu jednotlivého druhu energie ve vyšetřovaném objemu: [72]

$\nabla u$  - gradient měrné vnitřní tepelné energie;

$\nabla \left( \frac{p}{\rho} \right)$  - gradient měrné tlakové energie;

$\nabla \left( \frac{c^2}{2} \right)$  - gradient měrné kinetické energie;

Jestliže gradient jedné z energií klesá, znamená to, že gradient jiné energie roste stejně rychle, ale opačným směrem, takže při zanedbání změn potenciální energie musí být součet jednotlivých gradientů roven nule:

$$\nabla u + \nabla \left( \frac{p}{\rho} \right) + \nabla \left( \frac{c^2}{2} \right) = 0 \quad (3.8)$$

Součet vnitřní a tlakové energie je entalpie. Připočtením kinetické energie se jedná o celkovou entalpii:

$$\nabla u + \nabla \left( \frac{p}{\rho} \right) + \nabla \left( \frac{c^2}{2} \right) = \nabla i_c = 0 \quad (3.9)$$

Zvýšení tlakové energie a teploty plynu na vnějším poloměru je způsobeno poklesem kinetické energie plynu. Zvýšení teploty plynu souvisí s růstem tlakové energie a také s třením plynu o plášť trubice. Horký stlačený plyn na obvodu víru je odváděn škrtkým otvorem mezi kuželkou a pláštěm trubice na teplé straně. Teplota tohoto plynu bývá vyšší než teplota na vstupu do trysky o třetí teplo. Chladný proud je odváděn z jádra proudu skrz clonku pro odvod tohoto vnitřního proudu, protože ve středu víru vzniká axiální proud. [72]

Závěrem nutno podotknout, že tato hypotéza byla podpořena velkým počtem výzkumníků, nicméně stále má významný počet odpůrců. Nedošlo zatím ke shodě názorů ohledně důvodů zvyšování teploty ve vnějším proudu. Také byla zaznamenána teplotní separace pro téměř nestlačitelné médium, kdy byla na vstupu použita voda o vysokém tlaku. Při experimentu se její objem změnil pouze o 1,4 až 3,6 %, což by nemělo být dostatečné pro teplotní separaci založené jen na expanzi proudícího média.

### 3.2 Zvukové rázy

Hluk vzniklý při provozu RHVT naznačuje, že akustika by mohla být považována za faktor přispívající k efektům separací vznikajících v trubici. Akustické signály vznikající v trubici byly analyzovány a měřeny v několika experimentálních studiích. Tyto experimenty ukázaly, že s nárůstem tlaku na vstupu do trubice dochází k náhlému vzrůstu sledované teploty z  $-35^{\circ}\text{C}$  na  $0,6^{\circ}\text{C}$ . Současně v tomto místě dochází k náhlému poklesu intenzity zvuku o 25 dB. Toto vedlo výzkumníky k přesvědčení, že tyto jevy spolu mohou přímo souviset.

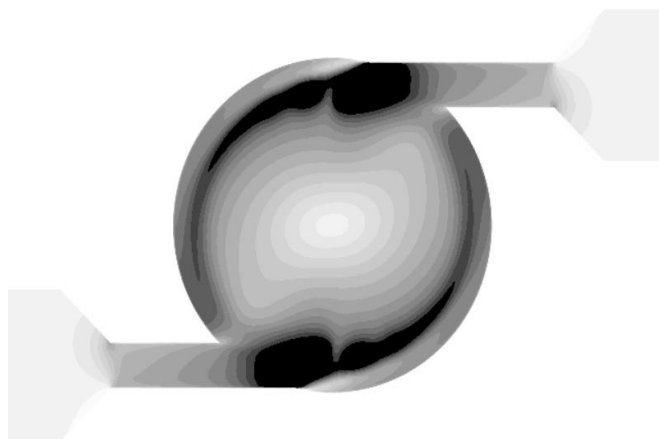
Dále bylo zjištěno Kurosakou, že směr vznikajícího víru za vstupem do trubice a směr šířící se zvukové vlny měly vždy stejný směr. Rovněž navrhl, že tangenciální rychlost víru byla povýšena díky zvukovému rázu a tato změna rozložení rychlosti dala za vznik nucenému víru. Teplotní rozložení bylo poté vyhodnocováno pomocí tlakového gradientu nuceného víru. [71]

Výše uvedené závěry však nejsou přijímány za dostatečně přesvědčivé, z důvodu použití dutého válce namísto vírové trubice. Dále proto, že byla měřena pouze studená teplota na vstupu do trubice při Kurosakově experimentu. Jedinou nezávisle měřenou veličinou bylo právě akustické chování. Další parametry proudění, jako jeho rychlost, tlak a teplotní rozložení měřeno nebylo. Tato hypotéza je rovněž v rozporu s dosaženými výsledky při 3D numerickém modelování, které s moduly akustiky nepracovaly a shodovaly se s experimentálními výsledky Kurosaky. Pro podporu této hypotézy je nutno vypracovat další a detailnější rozbor experimentu. [71]

### 3.3 Vliv viskozity a tření

Fyzikální podstatu procesu uvnitř trubice je možno popsat a analyzovat použitím rychlostního rozložení. Vysvětlení pro teplotní separaci se poté opírají o tyto popisy. Viskozita média a turbulence proudění byly na těchto základech vyhodnoceny jako důvod pro teplotní separaci.

Dle experimentu Fultona bylo zjištěno, že ve vstupní oblasti trubice je tangenciální složka rychlosti přístěnného proudu nižší nežli proudu vnitřního, což znamená, že vzniká tzv. volný vír viz obr. 21. [73]



Obrázek 21: Rozložení tangenciálních rychlostí vzduchu na vstupu do trubice

Díky smykovému napětí mezi jednotlivými vrstvami je přístěnný pomalejší proud urychlován vnitřním proudem a vnitřní proud je zpomalován. Při tomto procesu dochází k přenosu kinetické energie z vnitřního proudu přístěnnému proudu díky vnitřnímu tření. Další přenos energie je poté umožněn díky turbulenci mezi oběma proudy. Tímto způsobem je vytvořen teplotní gradient a rovněž vzniká nucený vír. [73]

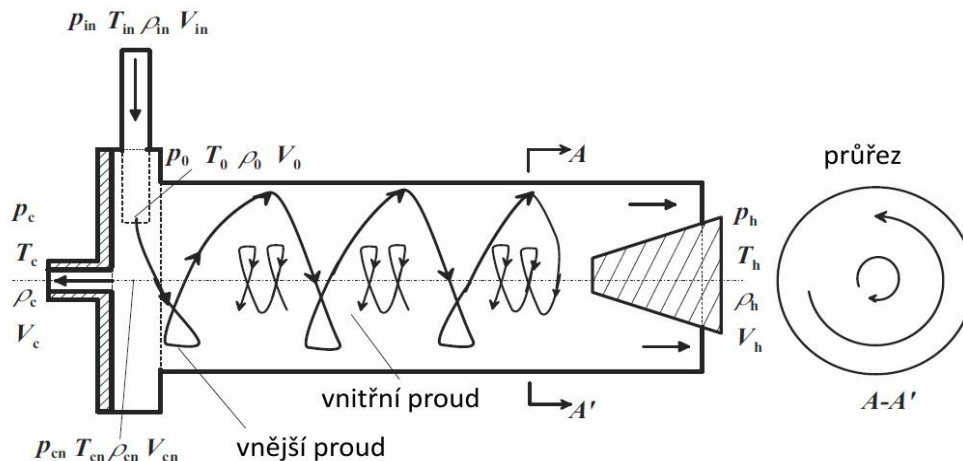
Některé studie se opírají o vliv viskózního tření mezi médii a stěnou trubice. Bylo navrženo, že teplo vzniká díky přeměně kinetické energie na energii tepelnou, což způsobuje zvýšení teploty média na vnějším proudu. Následně byly však provedeny kalkulace pro třecí teplo a dle těchto výpočtů je teplo získané čistě třením pouze na hodnotách jednotek stupňů. Zároveň s tímto nekorespondují naměřené hodnoty teplot na trubicích různých délkových rozměrů (od 20 do 2500 mm), kde byly teploty teplého proudu v rozmezí 10 K.



### 3.4 Vliv cirkulace v trubici

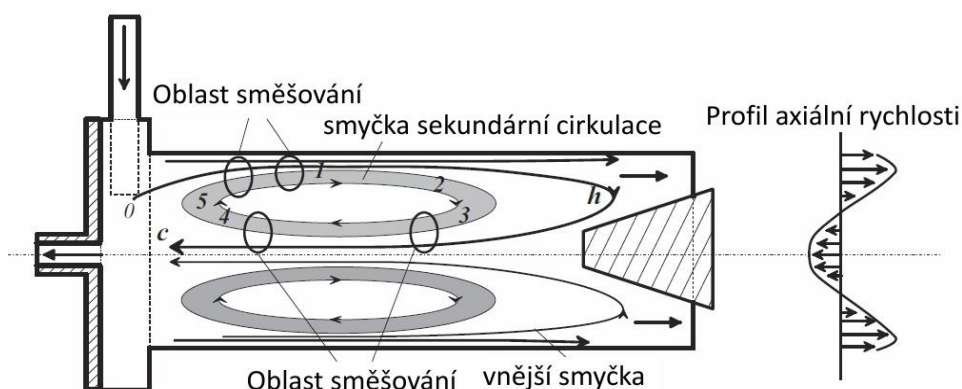
Předchozí teorie se zaměřovaly na termodynamickou podstatu celého problému (komprese a expanze), turbulence, tření, vnitřní přenos tepla a akustiku. Další skupinu však tvoří publikace, které se zabývají vzorem proudění v trubici. Tyto pracují s pojmem sekundární cirkulace.

Teorie sekundární cirkulace je založena na experimentálních poznatcích Ahlborna. Obrázek 22 ilustruje existenci dvou vířivých proudů uvnitř trubice. Jeden z nich je vnitřní proud a směřuje směrem k studenému konci trubice. Druhým je vnější proud, který směřuje k teplé části. Oba vytvářejí silné vířivé proudění, každé opačného směru a také vytvářejí dvě smyčky, viz obr. 23. [31]



Obrázek 22: Model proudění v trubici [1, 31]

Ahlborn objevil, že celkový hmotnostní průtok skrz průřez trubice ve směru studeného proudu je větší než skutečný hmotnostní průtok naměřený na samotném studeném konci, což ho vedlo k myšlence existence sekundární cirkulace v trubici, viz obr. 23. Navrhl také model, kdy na RHVT může být nahlíženo jako na klasické chladicí zařízení s chladicím cyklem, kdy je tepelná energie odváděna z vnitřního proudu do proudu vnějšího. Tepelná energie je absorbována vnějším proudem na rozhraní obou proudů a děje se tak při postupu vnitřního proudu trubicí směrem od clonky na teplém konci ke studenému konci. Na obrázku 23 je toto rozhraní zobrazeno šedě a označuje se jako smyčka sekundární cirkulace. Druhá smyčka na obrázku je vnější smyčka, která je otevřená a médium, které ji opouští buďto studeným, či teplým koncem, je doplňováno na vstupu do trubice. Během tohoto procesu dochází k poklesu teploty vnitřního proudu a k nárůstu teploty proudu vnějšího pomocí těchto dvou smyček. [31]



Obrázek 23: Sekundární cirkulace v trubici (čísla 0 až 5 ilustrují pozice, ve kterých celý proces začíná a končí) [1, 31]



### 3.5 Účinnosti a charakteristické veličiny RHVT

Stanovení účinnosti vírové trubice je předmětem dohadů a existuje více možností, jak na účinnost těchto systémů pohlížet. RHVT může být totiž použito zároveň jako chladič, tak také ohřívač, účinnost poté může zahrnovat oba zmíněné jevy.

Chladicí faktor ( $COP_c$  – Coefficient of performance) je definován jako:

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_c}{P} \quad (3.10)$$

kde  $\dot{Q}_c$  [W] je odcházející teplo o nižší teplotě a  $P$  [W] je přivedený výkon potřebný na stlačení vzduchu.

Odcházející teplo může být dále určeno na základě tepelné kapacity vzduchu, který se z teploty, při které vstupuje do systému ochladí na teplotu nižší vystupující:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{IN} - T_c) \quad (3.11)$$

kde  $\dot{m}_c$  [kg/s] je množství odváděného studeného vzduchu,  $c_p$  [J/K] je tepelná kapacita vzduchu,  $T_{IN}$  [K] je teplota vstupujícího vzduchu a  $T_c$  [K] je teplota vystupujícího ochlazeného vzduchu.

Pro tepelná čerpadla se využívá vzorce pro topný faktor  $COP_H$ :

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{P} \quad (3.12)$$

kde  $\dot{Q}_H$  [W] je odcházející teplo o vyšší teplotě.

Pro odcházející teplo platí vztah:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H \cdot c_p \cdot (T_H - T_{IN}) \quad (3.13)$$

kde  $\dot{m}_H$  [kg/s] je množství odváděného teplého vzduchu a  $T_H$  je teplota vystupujícího ohřátého vzduchu.

Zbývá vyjádřit ještě výkon potřebný na stlačení vzduchu. Ten se dá určit analogicky za předpokladu izotermické komprese vzduchu ideálního plynu z tlaku příslušného výstupního plynu na tlak vstupního plynu:

$$P = \dot{m}_{IN} R_m T_{IN} \ln \left( \frac{p_{IN}}{p_c} \right) \quad (3.14)$$

kde  $R_m$  je molární plynová konstanta [J/K·mol],  $\dot{m}_{IN}$  je množství přiváděného vzduchu [kg/s],  $p_{IN}$  – tlak vzduchu na vstupu do trubice [Pa],  $p_c$  – tlak vzduchu na výstupu z trubice [Pa]

Nakonec lze tedy vyjádřit chladicí, respektive topný faktor zařízení jako:

$$COP_H = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon_c)(T_H - T_{IN})}{T_{IN} \ln \left( \frac{p_{IN}}{p_c} \right)} \quad (3.15)$$

kde  $\kappa$  je Poissonova konstanta vzduchu [-] a  $\varepsilon_c$  je studená hmotnostní frakce

$$COP_C = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon_c (T_{IN} - T_c)}{T_{IN} \ln \left( \frac{p_{IN}}{p_c} \right)} \quad (3.16)$$

Lze vyjádřit také isoentropickou účinnost trubice za předpokladu ideálního plynu jako:

$$\eta_{is} = \frac{T_{IN} - T_c}{T_{IN} - T_s} \quad (3.17)$$

kde teplota po isoentropické expanzi ideálního plynu  $T_s = T_{IN} \left( \frac{p_c}{p_{IN}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$  [K].

Závěrem této části jsou pro potřeby práce definovány veličiny, se kterými je pracováno při určování vlastností RHVT. Jsou definovány hmotnostní frakce jednotlivých toků na teplém a studeném konci trubice.

Studená hmotnostní frakce definována jako:

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{in}} \quad (3.18)$$

Teplá hmotnostní frakce definována jako:

$$\varepsilon_h = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{in}} = (1 - \varepsilon_c) \quad (3.19)$$

Teplotní difference, jakožto teplotní rozdíl jednotlivých frakcí a hodnoty teploty proudu na vstupu do trubice je poté označována a vypočtena pro oba konce (studený  $-\Delta T_c$ , teplý  $-\Delta T_h$ ) jako:

$$\Delta T_c = T_{IN} - T_c \quad (3.20)$$

$$\Delta T_h = T_{IN} - T_h \quad (3.21)$$

Celková teplotní difference  $\Delta T$  je poté součtem obou diferencí jak pro studený, tak teplý proud média.

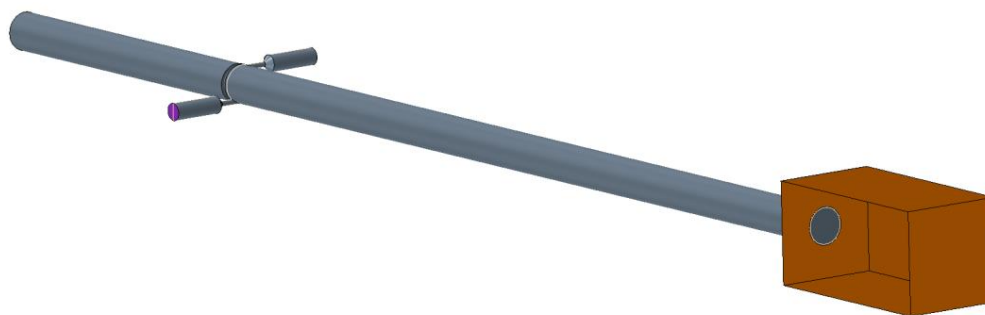
## 4 Výpočtová část - CFD

Tato část bude věnována problematice numerického modelování vírové trubice za účelem nalezení vhodného modelu popisujícího toto zařízení posléze použitelného k optimalizaci trubice. Kapitola obsahuje rovněž metodiku celého výpočtu v programu STAR-CCM+.

### 4.1 Příprava a zjednodušení geometrie

Prvním krokem bylo vytvoření 3D geometrie z výkresové dokumentace RHVT z experimentálního standu viz obr. 24. Z této geometrie byl vytvořen inverzní objem – tj. vyplnění vnitřního objemu zařízení tekutinou v oblastech, kde bude posléze provedena CFD simulace. Byly odstraněny pevné stěny zařízení a provedeno začistištění a zjednodušení geometrie. Na druhou stranu bylo třeba geometrii rozšířit o ustalovací úsek ve tvaru kvádru, za teplý konec trubice. Ten je přidán z důvodu potřeby dopočítání parametrů vzduchu za trubicí a slouží tak k napodobení měřících podmínek experimentu. Výsledkem je spojená geometrie typu multibody part. Všechny součásti jsou spojeny v jeden celek tak, aby byla zajištěna konformní síť na rozhraní jednotlivých objemů.

Za účelem hledání optimální geometrie byly parametry trubice měněny. Jako výchozí geometrii k nalezení vhodného turbulentního režimu a ostatních hledisek výpočtu byla zvolena geometrie tělesa použitého v bakalářské práci Bábora. [59]



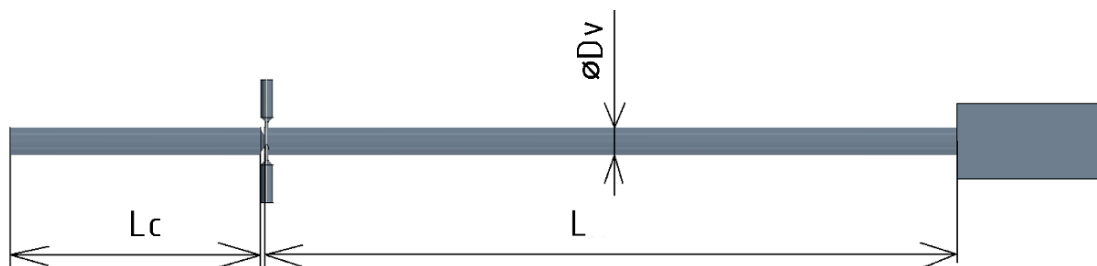
Obrázek 24: 3D geometrie RHVT v programu STAR-CCM+ s ustalovacím úsekem v řezu

V tabulce 2 je možné vidět geometrické parametry výchozí trubice určené k iniciálním výpočtům a nalezením vhodnému modelu turbulence:

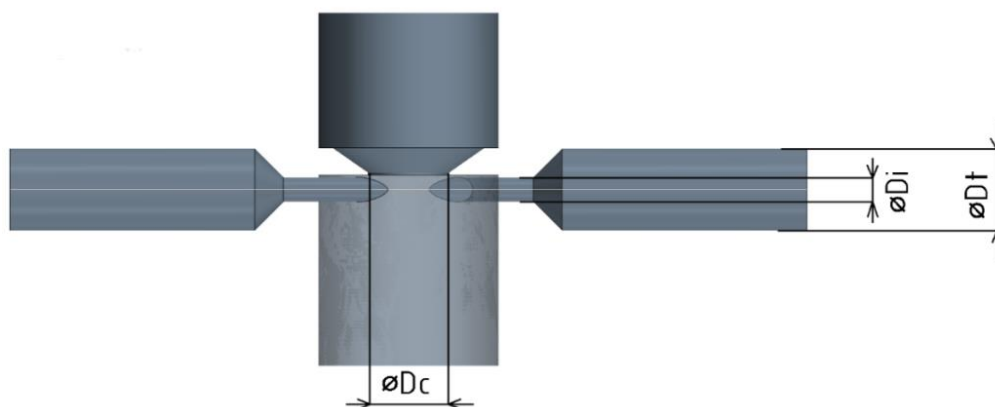
Tabulka 2: Výchozí geometrie RHVT pro CFD simulaci;  $L_c$  – délka studené části trubice,  $L$  – délka teplé části,  $\varnothing D_v$  – vnitřní průměr trubice,  $\varnothing D_c$  – průměr clonky k studené části,  $\varnothing D_{in}$  – průměr vstupní trysky,  $\varnothing D_t$  – průměr trubice přívodní trasy,  $\varnothing D_{cl}$  – průměr kuželky na teplé straně,  $\alpha_{cl}$  – vrcholový úhel kuželky

$L_c$ [mm]	$L$ [mm]	$\varnothing D_v$ [mm]	$\varnothing D_c$ [mm]	$\varnothing D_{in}$ [mm]	N- Počet trysek	$\varnothing D_t$ [mm]	$\varnothing D_{cl}$ [mm]	$\alpha_{cl}$ [°]
200	550	22	10	3	2	10	21	60

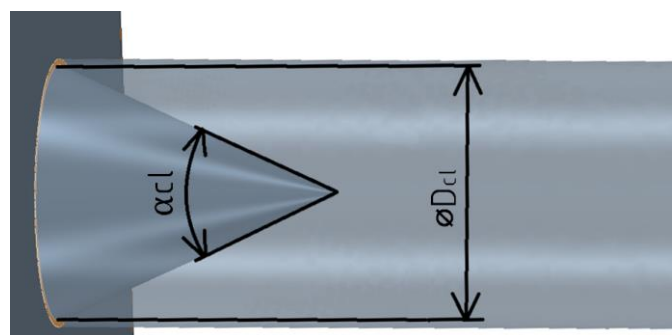
Na obr. 25, 26 a 27 jsou znázorněny geometrické parametry výchozího 3D modelu importovaného do software STAR-CCM+. V detailu je zobrazena vstupní část trubice včetně trysek a přívodní trasy vzduchu a provedení kuželové clonky na teplém konci trubice.



Obrázek 25: Zobrazení celkové geometrie trubice;  $L_c$  – délka studené části,  $L$  – délka teplé části,  $\varnothing D_v$  – vnitřní průměr trubice



Obrázek 26: Zobrazení detailu vstupní části trubice;  $\varnothing D_c$  – průměr ústí clonky ke studené části,  $\varnothing D_i$  – průměr vstupní trysky,  $\varnothing D_t$  – průměr přívodní trasy vzduchu

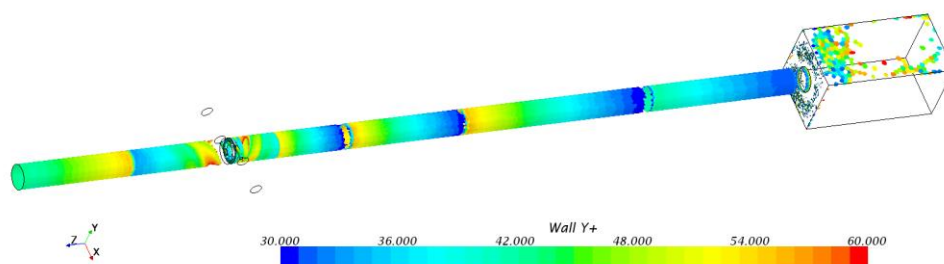


Obrázek 27: Zobrazení detailu výstupní teplé části trubice;  $\varnothing D_{cl}$  – průměr kuželky na teplé straně,  $\alpha_{cl}$  – vrcholový úhel kuželky

## 4.2 Vytvoření výpočetní sítě

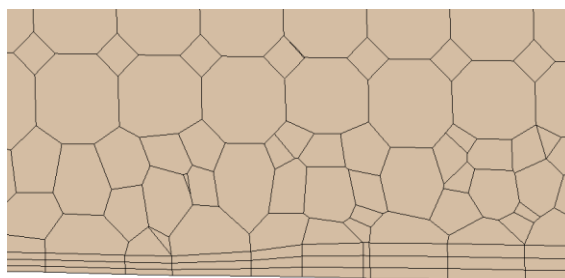
Výpočetní síť (výpočetní mřížka) byla vytvořena v několika krocích. Základním požadavkem je, aby byly dostatečně popsány oblasti vysokých gradientů jednotlivých modelovaných veličin. Zde však narážíme na potřebu nejdříve určit polohu těchto gradientů, k čemuž můžeme využít předběžný CFD výpočet na hrubší síti. Jedním z důležitých gradientů, jež je nutné správně popsat sítí je rychlostní a teplotní mezní vrstva u stěn. Zde je nutné přihlídnout k použitým turbulentním modelům, případně stěnovým funkcím a správně zvolit velikost první buňky u stěny dle doporučeného bezrozměrného parametru  $y^+$ .

Kvůli náročnosti výpočtu, souvisejícím s vysokými rychlostmi média v trubici, byl volen přístup High  $y^+$  nebo All  $y^+$  a tedy byly použity stěnové funkce. Na buňky prismatické vrstvy nejbližší ke stěně bylo postupným meshováním dosaženo hodnot  $y^+ > 30$ . Postupným škálováním velikosti prismatické vrstvy v axiálním směru se  $y^+$  pohybuje od hodnoty 30 do hodnoty 60 v téměř celé části trubice viz obr. 28, na kterém je právě zvolena barevná škála od 30 do 60 pro hodnotu  $y^+$ .



Obrázek 28: Vykreslení hodnot  $y^+$  na přístěnných buňkách trubice

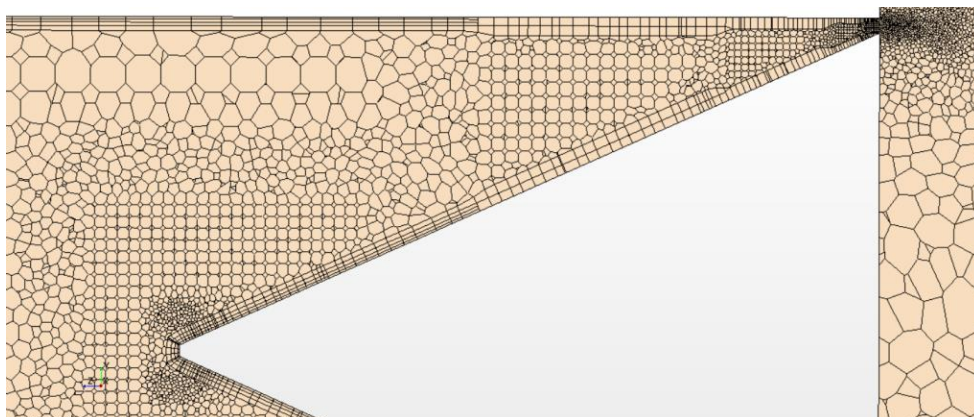
Počet prismatických buněk kolmých na stěnu trubice byl volen 3 až 4, také podle velikosti  $y^+$  a velikosti buněk v jednotlivých oblastech tak, aby prismatická vrstva tvořila přibližně 60 % přístěnné polyhedrální buňky viz obr. 29.



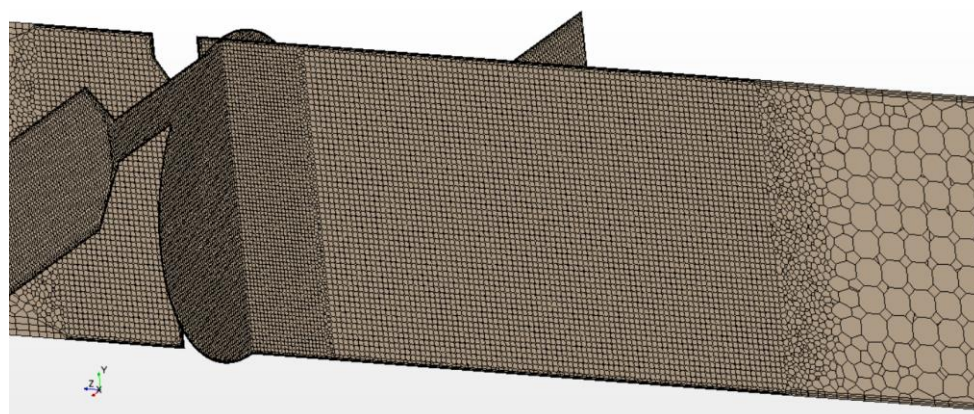
Obrázek 29: Škálování prismatických buněk

Hodnocení kvality sítě a její vytvoření pomocí polyhedrálních a prismatických buněk bylo provedeno pomocí nástroje pro generování nestrukturované výpočetní sítě integrovaného v software STAR-CCM+. Výsledný počet vytvořených buněk pro výchozí geometrii byl dva a půl milionu buněk.

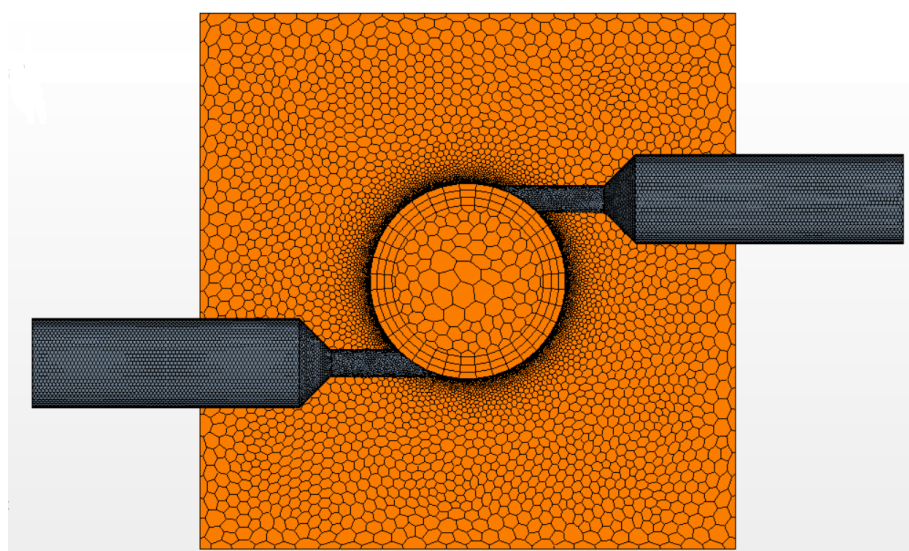
V okolí vstupu do trubice a v okolí výstupu u clonky na teplé straně trubice bylo využito postupného zjemňování výpočetní sítě, viz obr. 30 a obr. 31. Oproti tomu na studené části trubice nebylo potřeba síť takto jemné, z důvodu menších rychlostí. Proto v rámci ušetření výpočetních nároků zde byla síť hrubší, viz obr. 32.



Obrázek 30: Zjemnění sítě v okolí clonky na teplé straně trubice zobrazeno v řezu



Obrázek 31: Zjemnění v okolí vstupu do trubice zobrazeno v řezu



Obrázek 32: Pohled na hrubší síť studeného konce trubice.



### 4.3 Okrajové podmínky a volba fyzikálních a numerických modelů

Byly vybrány fyzikální moduly, které je nutno do simulace zahrnout. Z důvodu vysokých tlaků, rychlostí a rozdílů teplot bylo voleno:

- Stlačitelné proudění, turbulentní režim proudění, byl vybrán modul pro reálný plyn (Redlich-Kwong).
- Dynamická viskozita a tepelná vodivost vzduchu byla volena jako funkce teploty pomocí Sutherlandova zákona:

$$\mu = \mu_{ref} \cdot \left( \frac{T}{T_{ref}} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left( \frac{T_{ref} + S}{T + S} \right) \quad (4.1)$$

kde  $S$  (Sutherlandova teplota) = 111 K;  $T_{ref}$  = 273,15 K;  $\mu_{ref}$  =  $1,716 \cdot 10^{-5}$  Pa·s.

Pro tepelnou vodivost platí:

$$\lambda = \lambda_{ref} \cdot \left( \frac{T}{T_{ref}} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left( \frac{T_{ref} + S}{T + S} \right) \quad (4.2)$$

kde  $\lambda_{ref}$  = 0,02614 W/m·K;  $S$  = 194 K;  $T_{ref}$  = 273,15 K.

- Tepelná kapacita  $c_p$  pro vzduch byla určena pomocí polynomu

$$c_p = 909,53 + 0,33 \cdot T - 1,03 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1,50 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 8,02 \cdot 10^{-13} T^4 \quad (4.3)$$

- Okrajové podmínky  
Referenční tlak byl zvolen 101325 Pa.

Pro vstupní trysky RHVT byl zadán:

- Tlak na vstupu  $P_{IN}$  = 4 bar (relativní).
- Statická teplota  $T_{IN}$  = 20 °C

Pro výstup z trubice a stěny ustalovacího úseku byl zadán:

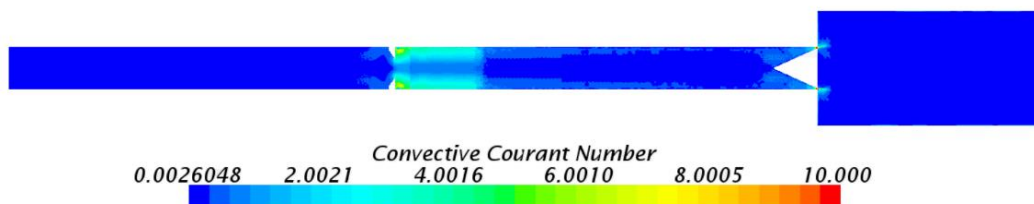
- Tlak prostředí  $P_{OUT}$  = 0 bar (relativní).
- Statická teplota  $T_{OUT}$  = 20 °C.

Pro stěny trubice bylo zvoleno adiabatické chování a metoda No-Slip.

- Model Turbulence – RANS  
Následně bylo přistoupeno ke zvolení turbulentního režimu proudění. Pro zvolené okrajové podmínky, geometrii a výpočetní síť byly testovány tyto varianty turbulence:
  - K-Epsilon Standard (2. order)
  - K-Epsilon Realizable Two-Layer
  - SST K-Omega
  - Reynolds Stress Turbulence – Elliptic Blending

Přístup pro všechny režimy byl vždy volen All  $y^+$  Wall Treatment nebo High  $y^+$  Wall Treatment pro použití stěnových funkcí kvůli menším výpočetním nárokům. Výpočetní síť zůstala pro všechny režimy stejná. Byly voleny pouze RANS metody, které jsou méně výpočetně náročné oproti metodám LES či DNS. Dále je tématu výběru modelu turbulence věnována kapitola 3.5.

- **Řešič**  
Jako řešič byl zvolen robustnější modul Coupled Flow Solver a to 2. řádu diskretizace, který vykazoval stabilnější chování při řešení proudění o nadzvukové rychlosti ve srovnání s různými druhy Segregated Flow řešičů, které nabízí software STAR-CCM+.
- **Stacionární stav**  
Proudění bylo nejprve řešeno jako stacionární, Courantovo číslo bylo zvoleno jako 1. Pro inicializaci výpočtu voleno i méně než 1. Pro vysoké hodnoty průměrných residuí, které se pohybovaly okolo hodnot 0,1 pro nejvyšší residuum a dalšími iteracemi se nezmenšovaly v případě použití K-Epsilon Standard jako modelu turbulence, byla konvergence vyhodnocována z monitorů teploty v několika bodech trubice a také monitorem průtoku vzduchu přes kontrolní plochy. Po ustálení těchto hodnot bylo dospěno k závěru, že je stacionární stav již dostatečně dořešen a bylo přistoupeno k nestacionárnímu režimu výpočtu.
- **Nestacionární stav**  
Po vykreslení konvektivního Courantova čísla byl zvolen časový krok jako  $3 \cdot 10^{-6}$  sekundy tak, aby konvektivní Courantovo číslo nepřesahovalo v téměř žádné části trubice hodnotu 10. Ve větší části trubice se pohybovalo pod hodnotou 1, viz obr. 33. Pouze v oblastech, kde bylo nutno výpočetní síť velmi zjemnit z důvodu velkých gradientů rychlostí a tlaků, nebylo možno dosáhnout hodnot nižších než 1 bez toho, aniž by se neúnosně zvýšily nároky na výpočetní dobu. Následně byl zvolen počet vnitřních iterací pro jeden časový krok jako 10 a hodnoty residuí se snížily o dva řády přibližně na 0,002. Proudění bylo napočítáno vždy přibližně pro 0,5 sekundy, do stavu, kdy se nastavené monitory hodnot začaly chovat periodicky.



Obrázek 33: Skalární scéna pro konvektivní Courantovo číslo v řezu

Tímto způsobem byly nasimulovány všechny případy modelů turbulence vypsané v této kapitole. Metodika výpočtů, nastavení okrajových podmínek, výpočetní síť a monitory konvergence zůstaly stejné. Různé byly velikosti residuí a rovněž doba pro dosažení ustáleného stacionárního stavu.

Výsledná sada rovnic, které byly použity pro řešení vycházejí ze zákonů zachování hybnosti, hmoty a energie zapsaná Einsteinovou sumační symbolikou:

- Zákon zachování hmoty pro stlačitelné proudění:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\rho \bar{u}_j) = 0 \quad (4.4)$$

kde  $\rho$  je hustota média [ $\text{kg/m}^3$ ],  $t$  je čas [s] a  $u$  je rychlost média



- Zákon zachování hybnosti:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + F_i \quad (4.5)$$

kde  $p$  je tlak [Pa],  $\mu$  je dynamická viskozita [Pa·s] a  $F_i$  je vnější objemová síla [N]

- Zákon zachování energie:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \alpha \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right)^2 \quad (4.6)$$

kde  $T$  je termodynamická teplota [K] a  $\alpha$  je součinitel teplotní vodivosti [m<sup>2</sup>/s]

- Pro rozřešení turbulence pomocí metody RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) se aplikuje statistická metoda na Navier-Stokesovy rovnice a dochází tak k zprůměrování rychlostního pole  $\zeta$  a jeho rozložení na průměrnou hodnotu  $\bar{\zeta}$  a flukuační hodnotu  $\zeta'$ :

$$\zeta = \bar{\zeta} + \zeta' \quad (4.7)$$

Takto průměrované Navier–Stokesovy rovnice (1.11) lze poté přepsat:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\rho \partial (\overline{u'_i \cdot u'_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \bar{F}_i \quad (4.8)$$

kde člen  $\frac{\rho \partial (\overline{u'_i \cdot u'_j})}{\partial x_j}$  je tzv. Tenzor Reynoldsových napětí způsobující deformace tekutiny na

základě vybraného modelu turbulence. Tenzor lze zjednodušit Newtonovým vztahem a vzniká tak pouze jedna veličina, která slouží k popisu turbulentních napětí – turbulentní viskozita.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (4.9)$$

$$-\rho \overline{u'_i \cdot u'_j} = \eta_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.10)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_j \cdot u'_j} \quad (4.11)$$

kde  $\eta_t$  je turbulentní kinematická viskozita [Pa/s],  $k$  je turbulentní kinetická energie [J/kg] a  $\delta_{ij}$  je Kroneckerovo delta [-].

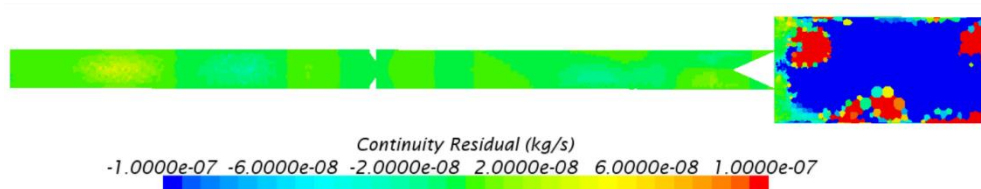
Navier–Stokesovu rovnici můžeme dále zjednodušit na:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \mu_t \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \bar{F}_i \quad (4.12)$$

kde  $\mu_t$  je turbulentní dynamická viskozita. Tato turbulentní viskozita se dále definuje pomocí dalších diferenciálních rovnic–modely jednorovnicové, dvourovnicové atd.

#### 4.4 Vyhodnocení konvergence

Vyhodnocení konvergence spočívalo v sledování několika monitorovaných hodnot, které se v průběhu simulací buďto ustálily (stacionární stav), či vykazovaly dále periodicitu a byly pro použití dále průměrovány (nestacionární stav). Residua byla vnímána spíše jako pomocná veličina pro určení konvergence. Bylo dospěno rovněž k závěru, že jednou z hlavních příčin nedosažení menších hodnot residuí je existence ustalovacího úseku, sloužícího k vyhodnocení teploty za výstupem z trubice, ve kterém docházelo k nestacionárnímu a silně turbulentnímu proudění. Velikost buněk v tomto úseku nebyla dostatečná k lepšímu rozřešení těchto aspektů proudění. Velikost residuí v jednotlivých buňkách zde byla vysoká, ovšem z hlediska vyhodnocení teploty za výstupem z trubice nebylo nutno síť ustalovacího úseku dále jemnit. Další aspekty proudění v ustalovacím úseku totiž nebyly pro vyhodnocování samotné trubice důležité. Jeho přítomnost ovšem poskytla možnost určovat veličiny vzduchu i za výstupem z trubice za clonkou.



Obrázek 34: Velikost jednotlivých residuí rovnice kontinuity pro síť v řezu

Na obr. 34 můžeme vidět znázornění velikosti největších residuí rovnice kontinuity v jednotlivých buňkách výpočetní sítě v řezu. Buňky ustalovacího úseku vykazovaly značně vyšší absolutní hodnoty těchto residuí, pohybovaly se v absolutních hodnotách přibližně o dva řády výše nežli residua v buňkách trubice. Hodnoty celkových residuí v průběhu výpočtu jsou zobrazeny na obr. 35. Model turbulence použitý pro tyto oba obrázky byl K-Epsilon Standard.



Obrázek 35: Velikost residuí (do 16000 iterací stacionární stav, poté nestacionární)

## 4.5 Zvolení modelu turbulence

Vybrání modelu turbulence předcházela rešerše publikací, která měla za úkol zmapovat dříve použité turbulentní modely a jejich výsledky pro modelování RHVT. Tabulka 3 zobrazuje chronologicky právě tyto použité či doporučené modely turbulence jednotlivých autorů, použitý software pro modelování a geometrii modelu.

Tabulka 3: Modely turbulence doporučené nebo použité pro modelování RHVT

Rok	Jméno autora	Geometrie	Doporučený/Použitý model	Software
1999	Frohlingsdorf a Unger [74]	2D	Standard K- $\epsilon$	CFX
2005	Aljuwayhel [75]	2D	Standard K- $\epsilon$ , RNG K- $\epsilon$	Fluent
2006	Skye [76]	2D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2008	Behera [77]	3D	RNG K- $\epsilon$	STAR-CD
2009	Farouk [78]	2D	LES	CFD-ACE+
2010	Dutta [79]	2D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2010	Shamsoddini [80]	3D	RNG K- $\epsilon$	Fluent
2012	Pourmahmoud [81]	3D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2013	Ouadha [82]	3D	RSM	Fluent
2014	Thakare [83]	2D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2014	Liu [84]	3D	Realizable K- $\epsilon$	Fluent
2014	Bej [85]	2D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2014	Rafiee [86]	3D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2014	Mohammadi [87]	2D	Standard K- $\epsilon$	Fluent
2014	Alekhin [88]	3D	SAS-SST	CFX
2015	Kandil [89]	2D	Standard K- $\epsilon$	Fluent

Z daných informací lze dospět k závěru, že i přesto že je 2D model geometrie relativně méně přesný, nežli 3D model, oba našly své zastoupení při modelování RHVT. Výhoda 2D modelu geometrie je v jeho nižších nárocích na výpočetní kapacitu.

Bylo rovněž zjištěno, že žádný z modelů nedokáže dostatečně reprezentovat veškeré pozorované dynamické jevy vírové trubice. K jednoduššímu generalizovanému popisu těchto jevů však lze využít různých předvolených režimů turbulence, bez dalších úprav. Pro základní výpočty účinnosti vírové trubice lze s úspěchem implementovat K- $\epsilon$  Standard model. Pro podrobnější a přesnější nasimulování turbulence ve vírové trubici by však bylo vhodnější použití komplexnějšího turbulentního režimu.

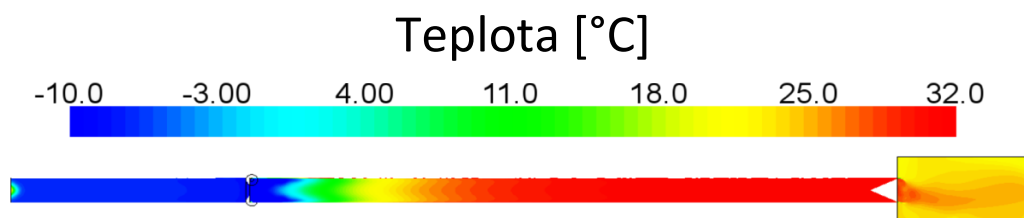
V software STAR-CCM+ byly pro výchozí geometrii použity tyto RANS modely turbulence:

- K-Epsilon Standard (2. order)
- K-Epsilon Realizable Two-Layer
- SST K-Omega
- Reynolds Stress Turbulence – Elliptic Blending

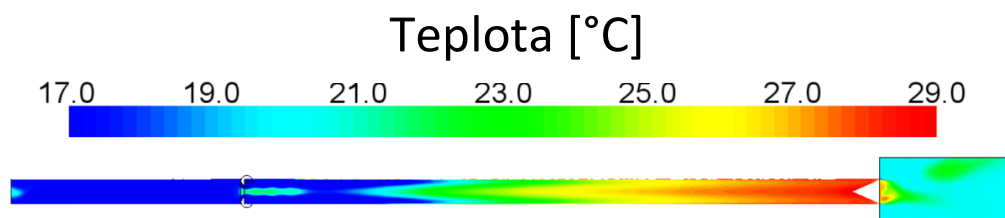
Následně byla vyhodnocena vhodnost použití těchto modelů. Byla zobrazena skalární scéna s konturami teplot, viz obrázky 36, 37, 38 a 39, a tyto teploty byly porovnány s těmi, co byly naměřeny na experimentálním standu v bakalářské práci Báborna. [59]

Výsledky z experimentálního standu Báborna pro absolutní tlak 5 bar: [59]

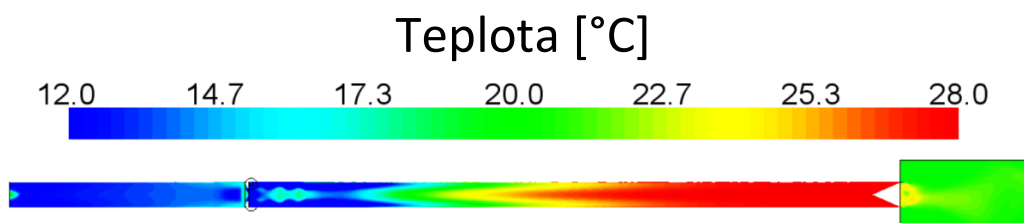
- Teplota na studeném konci: -2 °C
- Teplota na teplém konci: 50 °C
- Teplotní difference: 52 °C



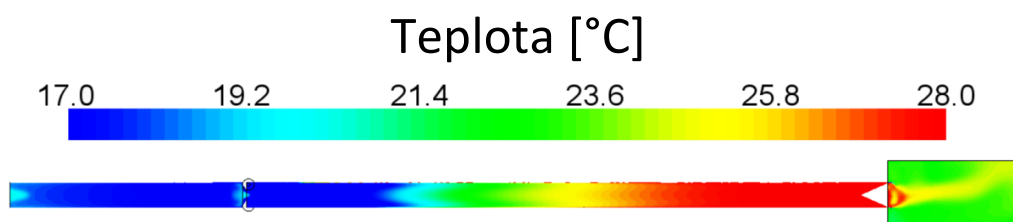
Obrázek 36: Teplotního pole v trubici při použití modelu turbulence K-Epsilon Standard



Obrázek 37: Teplotní pole v trubici při použití modelu turbulence SST



Obrázek 38: Teplotní pole v trubici při použití modelu turbulence RST



Obrázek 39: Teplotní pole v trubici při použití modelu turbulence K-Epsilon Realizable

V místech uprostřed trubice byly teploty při škrcení vzduchu v tryskách velmi nízké a deformovaly tak teplotní rozložení. Z tohoto důvodu všechna teplotní pole na obrázcích jsou ohraničena teplotami, které měl vzduch na koncích trubice a jsou zaokrouhleny na celé stupně. Z experimentálního měření jsme mohli porovnat výsledky s hodnotou experimentální teplotní difference 52 °C. Lze vidět, že z hlediska separace teplot dopadl nejlépe model K-Epsilon Standard, pro který byla teplotní difference 42 °C a teplota studeného konce -10 °C. Ostatní modely dosáhly hodnot teplotní difference okolo 16 až 11 °C. Pro všechny použité modely však teplotní separace v trubici do jisté míry zafungovala.

Dalším kritériem, kterým byla použitelnost modelu hodnocena byla rychlost v axiálním směru po délce trubice. Zde byla možnost určení bodu obratu, tj. bodu, ve kterém se již studený proud celý odseparoval a za tímto bodem již k dalšímu obrácení proudu částic nedochází. Dle experimentu Bábor a i dle rešeršní analýzy by se tento bod měl nacházet na teplé části trubice ve vzdálenosti přibližně  $L = 15 \cdot D_V$  od vstupu. Na následujících obrázcích je možno porovnat, jak si s bodem obratu poradily různé modely turbulence. V obrázcích 40, 41, 42 a 43 je zobrazena skalární scéna s konturami rychlostí v axiálním směru. Je omezena na velmi malý interval tak, aby bylo zřetelně vidět rozhraní mezi směrem rychlosti ke studené části (modrý) a směrem k teplé části trubice (červený).



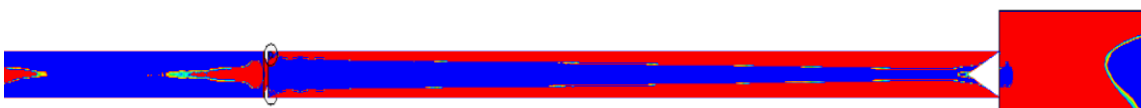
Obrázek 40: Rychlostní pole v axiálním směru pro model turbulence K-Epsilon Standard



Obrázek 41: Rychlostní pole v axiálním směru pro model turbulence SST



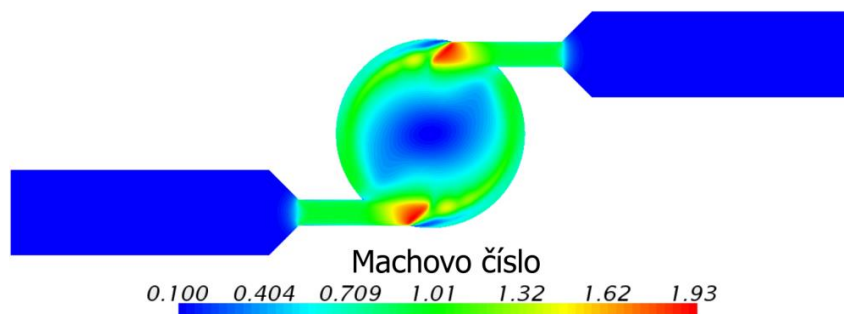
Obrázek 42: Rychlostní pole v axiálním směru pro model turbulence RST



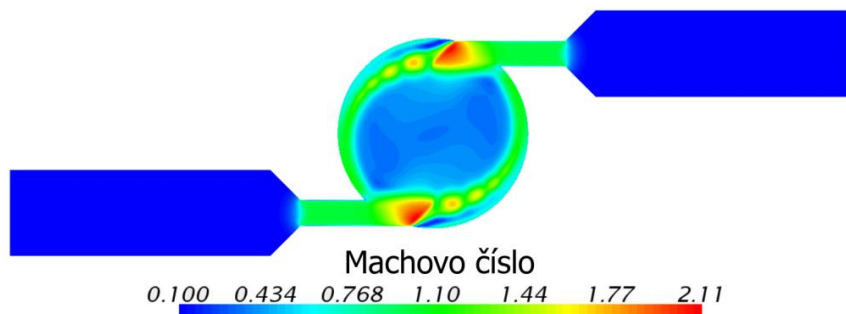
Obrázek 43: Rychlostní pole v axiálním směru pro model turbulence K-Epsilon Realizable

Z hlediska určení bodu obratu si vedly nejlépe model K-Epsilon Standard a model SST, pro které bod obratu v rámci délky trubice nastal. U modelu K-Epsilon Standard i nepatrně dříve. U modelů RST a K-Epsilon Realizable bod obratu nelze spatřit, neboť separace ještě není úplně ukončená, a tudíž by tento bod byl až dále za clonkou na teplé straně. Experimentálně naměřeným hodnotám tedy nejlépe odpovídají modely K-Epsilon Standard a SST.

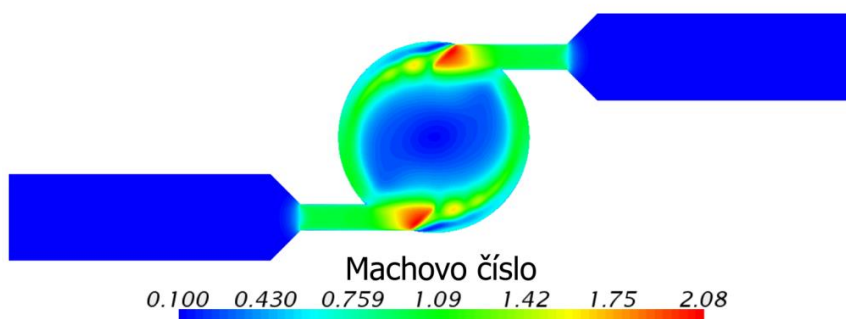
Posledním sledovaným kritériem bylo porovnání hodnot maximálních rychlostí ve vstupní oblasti trubice. Všechny modely zde předpověděly nadzvukové proudění s maximálním Machovým číslem o hodnotě kolem 2, viz obr. 44, 45, 46 a 47. Pomocí modelu K-Epsilon Standard se maximální hodnota Machova čísla ustálila na čísle 1,93, viz obr. 3. Charakter proudění ve vstupní oblasti trubice byl pro všechny typy turbulentních modelů velmi podobný.



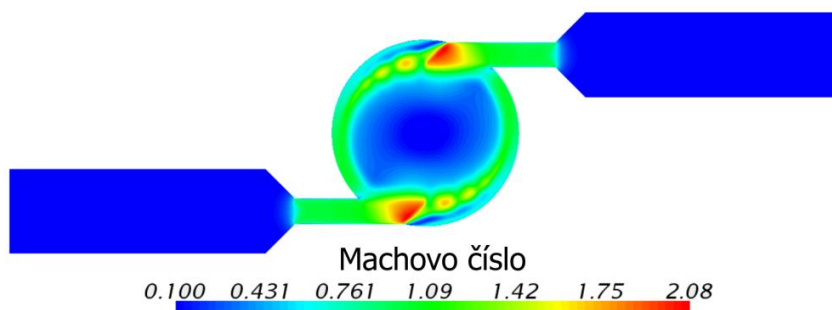
Obrázek 44: Rychlostní pole ve vstupní oblasti do trubice pro model K-Epsilon Standard



Obrázek 45: Rychlostní pole ve vstupní oblasti do trubice pro model RST



Obrázek 46: Rychlostní pole ve vstupní oblasti do trubice pro model K-Epsilon Realizable



Obrázek 47: Rychlostní pole ve vstupní oblasti do trubice pro model SST

Závěr pro stanovení modelu turbulence je vybrání modelu K-Epsilon Standard pro další geometrické konfigurace trubice. Tento model jak z hlediska zde uvedených výpočtů, tak zkušeností předešlých výzkumníků, pracoval spolehlivě a nejvíce se přiblížil reálně naměřeným podmínkám panujícím v trubici při experimentálním testování. A to jak z hlediska teplotního rozložení tak také z pohledu ukončení separace v teplé části trubice, která souvisí s nalezením bodu obratu. Tento model se však neobejde bez zjednodušení a pro komplexnější poznání jevů trubice by bylo vhodné použití modelů komplexnějších. Pro základní reprezentaci dějů v trubici je však jeho vhodnost dosavadními výpočty potvrzena.

## 4.6 Model K-Epsilon Standard

Turbulentní Launderův a Spaldingův model K-Epsilon Standard je jeden z nejběžněji používaných modelů turbulence. Řadí se do rodiny dvourovnicových modelů, což znamená, že obsahuje dvě parciální diferenciální rovnice pro transport, které reprezentují turbulentní vlastnosti proudu. To dovoluje modelu používat efektů konvekce a difuze turbulentní energie.

Výpočet koeficientu turbulentního přenosu je založen na lokálních hodnotách dvou proměnných, které jsou vyčísleny z jejich vlastních přenosových rovnic. První proměnnou je kinetická energie  $k$ , která určuje energii turbulence a druhá je turbulentní disipace  $\varepsilon$ , která určuje velikost turbulence. [90]

Pro turbulentní kinetickou energii  $k$  [J/kg] platí vztah:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.13)$$

Pro turbulentní disipaci  $\varepsilon$  [J/kg·s] platí:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) \rho \varepsilon - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.14)$$

Kde  $u_i$  – rychlost v korespondujícím směru;  $\sigma_{e,k}$  [-] – turbulentní Prandtlovo číslo pro  $k$  a  $\varepsilon$ ;  
 $\mu_t$  – turbulentní (eddy) viskozita;  $P_k$  a  $P_b$  – reprezentace generování turbulentní kinetické energie přes průměrované gradienty rychlostí,  $C$  – konstanty

Jinými slovy lze tyto rovnice popsat jako: Míra změny  $k$ ,  $\varepsilon$  + Transport  $k$ ,  $\varepsilon$  konvekcí = Transport  $k$ ,  $\varepsilon$  difúzí + míra produkce  $k$ ,  $\varepsilon$  – míra destrukce  $k$ ,  $\varepsilon$ . [90]

Empirické konstanty použité ve výpočetním modelu:

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44$$

$$C_\mu = 0,09$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$C_i = 1$$



## 4.7 Optimalizace trubice za použití CFD

Po určení vhodného modelu turbulence z předchozích simulací na výchozí geometrii bylo přistoupeno k úpravám geometrických parametrů trubice za účelem optimalizace tepelné separace trubice. Okrajové podmínky a nastavení fyziky zůstávalo pro všechny simulace stejné a je uvedeno v kapitole 4.3.

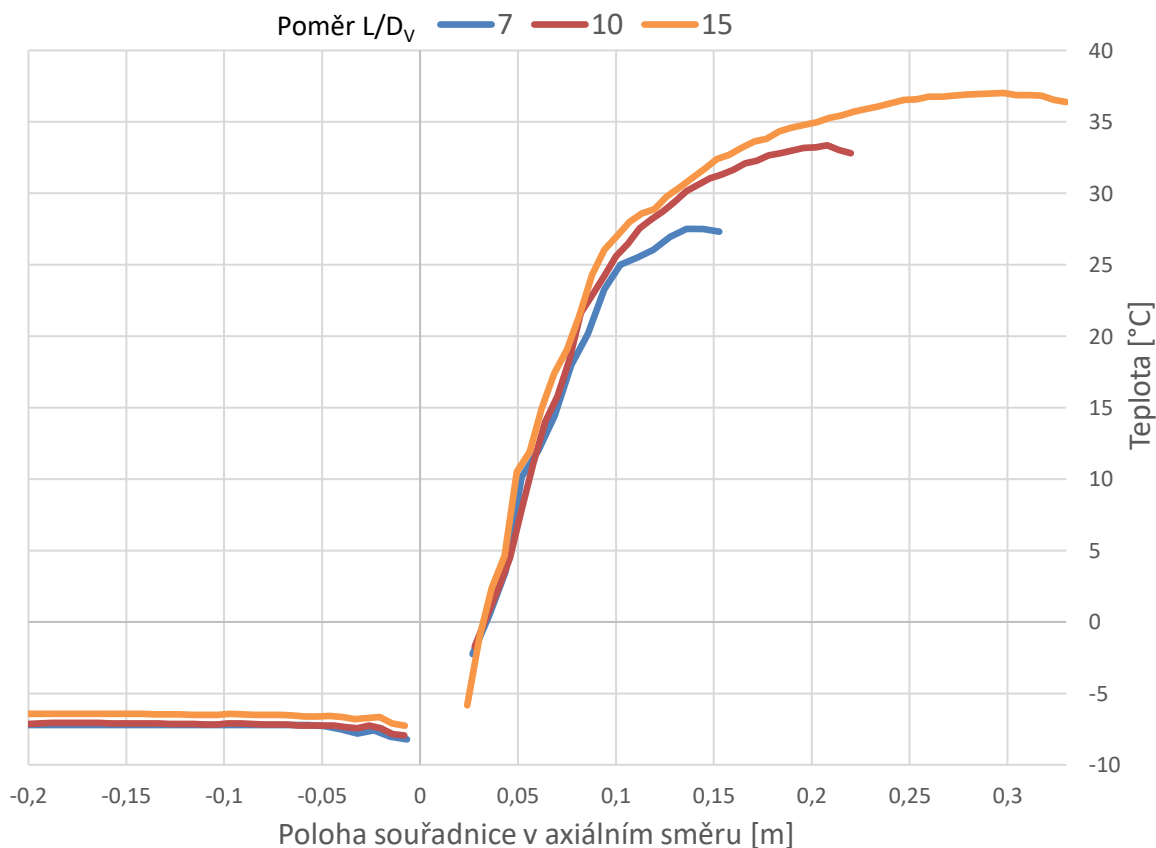
### 4.7.1 Délka teplé části trubice

Prvním variovaným parametrem byla délka teplé části trubice:  $L$ , potažmo poměr  $L/D_V$  trubice. Při zachování všech ostatních geometrických parametrů byla tato délka variována od 154 mm do hodnoty 770 mm, viz tabulka 4. Vyšetřováním se mělo dospět k nalezení optimálního parametru  $L/D_V$  z hlediska rozdílu teplot na studené a teplé straně trubice.

Tabulka 4:  $L_C$  – délka studené části,  $L$  – délka teplé části,  $\varnothing D_V$  – vnitřní průměr trubice,  $\varnothing D_C$  – průměr clonky k studené části,  $\varnothing D_{IN}$  – průměr vstupní trysky,  $\varnothing D_T$  – průměr přívodní trubice,  $\varnothing D_{CL}$  – průměr kuželky na teplé straně,  $\alpha_{CL}$  – vrcholový úhel kuželky

$L_C$ [mm]	$L$ [mm]	$\varnothing D_V$ [mm]	$\varnothing D_C$ [mm]	$\varnothing D_{IN}$ [mm]	N- Počet trysek	$\varnothing D_T$ [mm]	$\varnothing D_{CL}$ [mm]	$\alpha_{CL}$ [°]
200	154, 220, 330, 440, 550, 660	22	10	3	2	10	21	60

Na obrázku 48 je zobrazena průměrná teplota vzduchu z přístěnné oblasti získaná z těchto simulací. Na obrázku jsou hodnoty teplot pro trubice o délce 154 mm ( $7 \times \varnothing D_V$ ), 220 mm ( $10 \times \varnothing D_V$ ) a 330 mm ( $15 \times \varnothing D_V$ ). Bod 0 na vodorovné ose určuje umístění vstupních trysek, kladná hodnota na vodorovné ose určuje teplou stranu trubice, záporná stranu studenou.



Obrázek 48: Průměrná teplota vzduchu v přístěnné oblasti podél trubice o různých délkách



Další teploty z vypočítaných modelů s rozměry trubic 440, 550 a 660 mm již v obrázku nejsou uvedeny, jelikož od délky teplé strany trubice 330 mm, což odpovídalo patnáctinásobku průměru trubice, se teplota teplé strany nijak v závislosti na délce trubice neměnila. Pro délku teplé strany trubice 154 mm, což odpovídá sedmi násobku průměru, byla vypočtena teplota vzduchu na výstupu z teplé strany 27,3 °C. U trubice o délce 220 mm ( $10 \cdot D_v$ ) byla vypočítaná teplota 32,8 °C a pro trubicí délky 330 mm ( $15 \cdot D_v$ ) činila vypočtená teplota 36,5 °C. Toto byla také nejvyšší vypočtená teplota teplého konce, zbývající výpočty pro delší trubice (440, 550, 660 mm) ukázaly taktéž teploty okolo 36 až 36,5 °C.

Pro teplotu studeného konce vycházely pro všechny délky teplé části velmi podobné teploty, nejnižší teplota byla dosažena pro nejkratší délku trubice 154 mm, a to -7,2 °C, pro délku trubice 220 mm byla teplota studeného proudu -7,1 °C a pro 330 mm vypočtená teplota byla -6,5 °C. Jak lze vidět i na obrázku, teplota vzduchu při proudění studenou stranou trubice se již nijak nevyvíjí a drží si stejnou hodnotu.

**Shrnutí:** Pomocí dosažených výsledků výpočtů byla zvolena za nejúčinnější z hlediska teplotní difference trubice s délkou teplé strany 330 mm ( $15 \cdot D_v$ ) a tento rozměr se tak přenášel do dalších simulací. Dosažená maximální teplotní difference pro geometrickou konfiguraci uvedenou v tab. 4 při zvolení délky teplé části 330 mm byla 43 °C.

#### 4.7.2 Typ vstupních trysek

Dále se přistouplilo k hledání optimálního počtu trysek a vstupního průtočného průřezu. Pro potřeby výpočtů byly vytvořeny modely trysek, které byly následně také reálně vyrobeny a experimentálně odzkoušeny. Jejich srovnání však bylo provedeno i prostřednictvím CFD výpočtů popsanych v této kapitole.

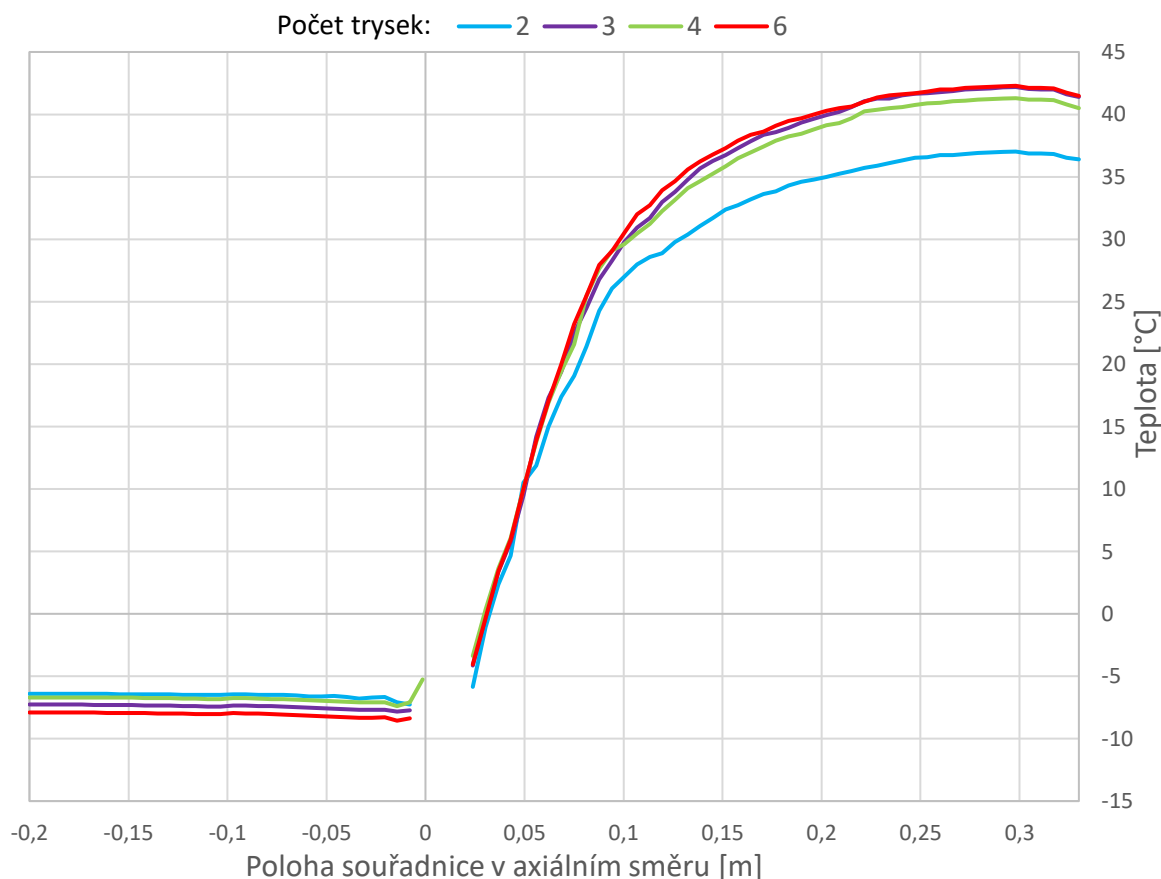
Z předchozího výpočtu nalezená optimální délka teplé strany trubice byla použita pro všechny modely, geometrické parametry užitého modelu viz tab. 5.

Tabulka 5: Geometrické parametry RHVT pro výpočet optimálních trysek;  $L_c$  – délka studené části,  $L$  – délka teplé části,  $\varnothing D_v$  – vnitřní průměr trubice,  $\varnothing D_c$  – průměr clonky k studené části,  $\varnothing D_{in}$  – průměr vstupní trysky,  $\varnothing D_T$  – průměr přívodní trubice,  $\varnothing D_{cl}$  – průměr kuželky na teplé straně,  $\alpha_{cl}$  – vrcholový úhel kuželky

$L_c$ [mm]	$L$ [mm]	$\varnothing D_v$ [mm]	$\varnothing D_c$ [mm]	$\varnothing D_{in}$ [mm]	N- Počet trysek	$\varnothing D_T$ [mm]	$\varnothing D_{cl}$ [mm]	$\alpha_{cl}$ [°]
200	330	22	10	3	2	10	21	60
				2,8	3			
				2,4	4			
				2,0	6			

Jak lze vidět z tabulky 5, byly simulovány 4 typy trysek. Geometrické parametry varianty dvou vstupních trysek byly získány z reálné předlohy modulu trysek, které byly vytvořeny Obrlíkem [91]. Další tři typy trysek byly navrženy autorem této práce a více o jejich návrhu viz kapitola 5.

Z hlediska nastavení okrajových podmínek byly použity stejné podmínky, jaké jsou uvedeny v kapitole 4.3, tedy vstupujícím médiem je plyn o 20 °C a absolutním tlaku 5 bar. Výsledné průměrné teploty vzduchu podél trubic při použití různých druhů trysek lze porovnat z obr. 49.



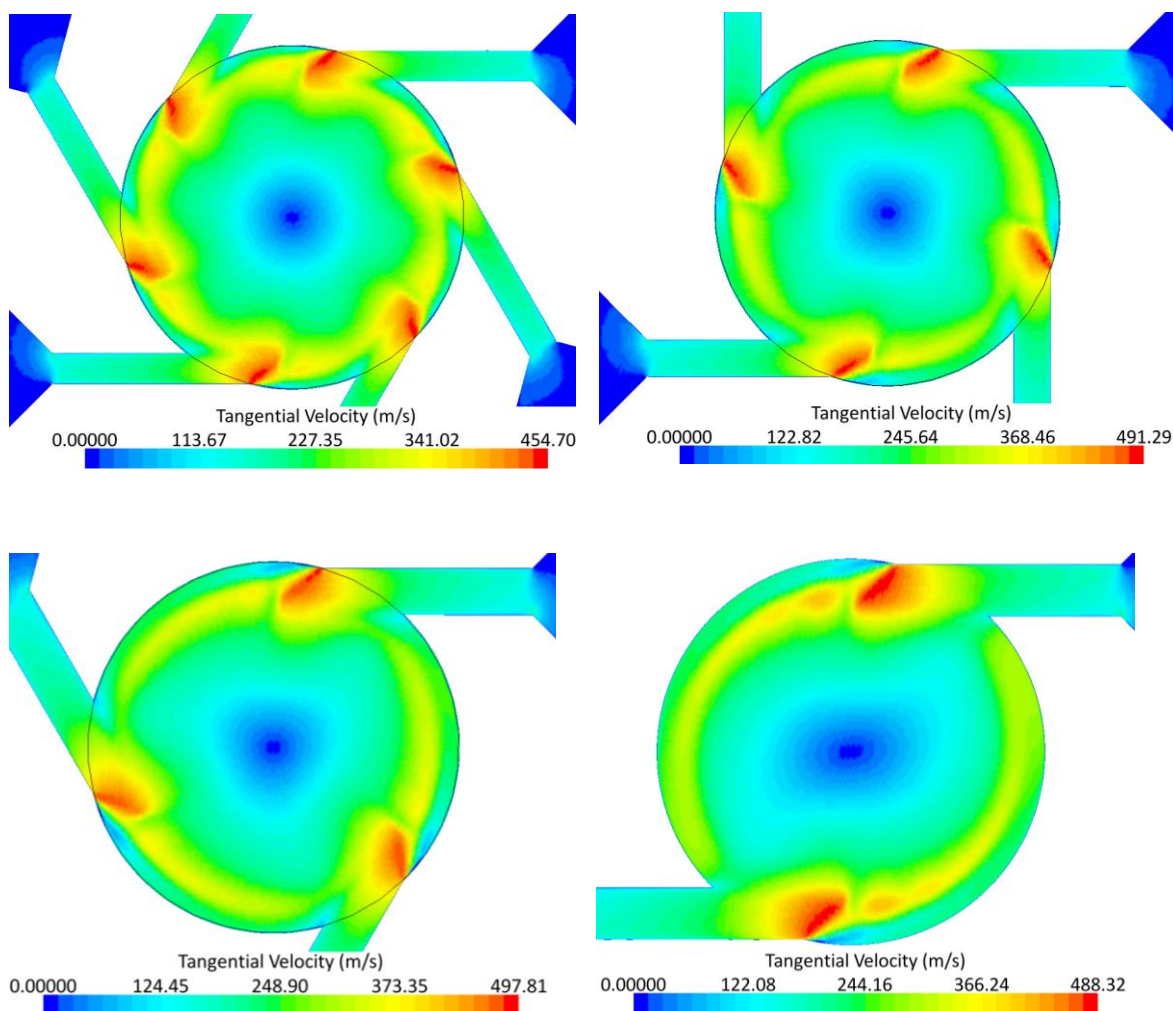
Obrázek 49: Průměrná teplota vzduchu v přístěnné oblasti trubice o různých typech vstupních trysek

Na obrázku 49 lze pozorovat, že vstupní tělesa o 3, 4 a 6 vstupních tryskách korespondují s vyšší teplotní separací v trubici. Nejlépe dopadlo z hlediska separací těleso o šesti tryskách, kdy pro teplou stranu vyšla teplota 42,2 °C a pro studenou -7,9 °C, což znamená celkovou teplotní diferencí 50,1 °C. Obrázek doplňuje tabulka hodnot, viz tab. 6, ve které jsou uvedeny i vypočtené hmotnostní průtoky.

Tabulka 6: Vypočtené charakteristiky RHVT při použití různých typů trysek

Počet trysek	$T_c$ [°C]	$T_H$ [°C]	$\Delta T_c$ [°C]	$\Delta T_H$ [°C]	$\Delta T$ [°C]	Průtok [NI/min]
2	-6,4	36,5	26,4	16,5	42,9	1125
3	-7,2	41,1	27,2	21,1	48,3	1315
4	-6,6	42,0	26,6	22,0	48,6	1327
6	-7,9	42,2	27,9	22,2	50,1	1265

**Shrnutí:** Byly provedeny numerické simulace na čtyřech různých typech vstupních trysek a při zachování stejných okrajových podmínek. Vykreslením průměrné teploty vzduchu podél trubice je stanovena nejvhodnější tryska z hlediska teplotní difference mezi studeným a teplým koncem. Nejvhodnější se jeví vstupní těleso o šesti tryskách, kdy celková vzniklá teplotní difference byla 50,1 °C. Svůj vliv může mít také průtok vzduchu tělesem, který se zvýšil u nově navržených těles o třech, čtyřech a šesti tryskách v porovnání s původními dvěma tryskami, kvůli zvětšení průtočného průřezu. Svou roli může hrát také radiální symetrie vznikajícího víru, která je nejvyšší pro těleso s nejvíce tryskami. Tuto skutečnost zobrazuje obrázek 50, na kterém je vykreslena velikost tangenciální složky rychlosti pro jednotlivé typy trysek.



Obrázek 50: Vykreslení velikosti tangenciální složky rychlosti v řezu vstupním tělesem RHVT při použití šesti, čtyř, tří a dvou tangenciálních trysek

#### 4.7.3 Průměr ústí clonky ke studené části

Posledním sledovaným geometrickým parametrem bylo ústí clonky ke studené části trubice. Tato clonka mění hmotnostní tok protékajícího studeného proudu podle průměru svého ústí. Pokud je tato clonka malého průměru, propustí menší množství studeného proudu, ovšem zato o nižší teplotě, jelikož projde pouze vnitřní studenější proud. Pokud by bylo ústí clonky příliš malé, klesá účinnost celého zařízení.

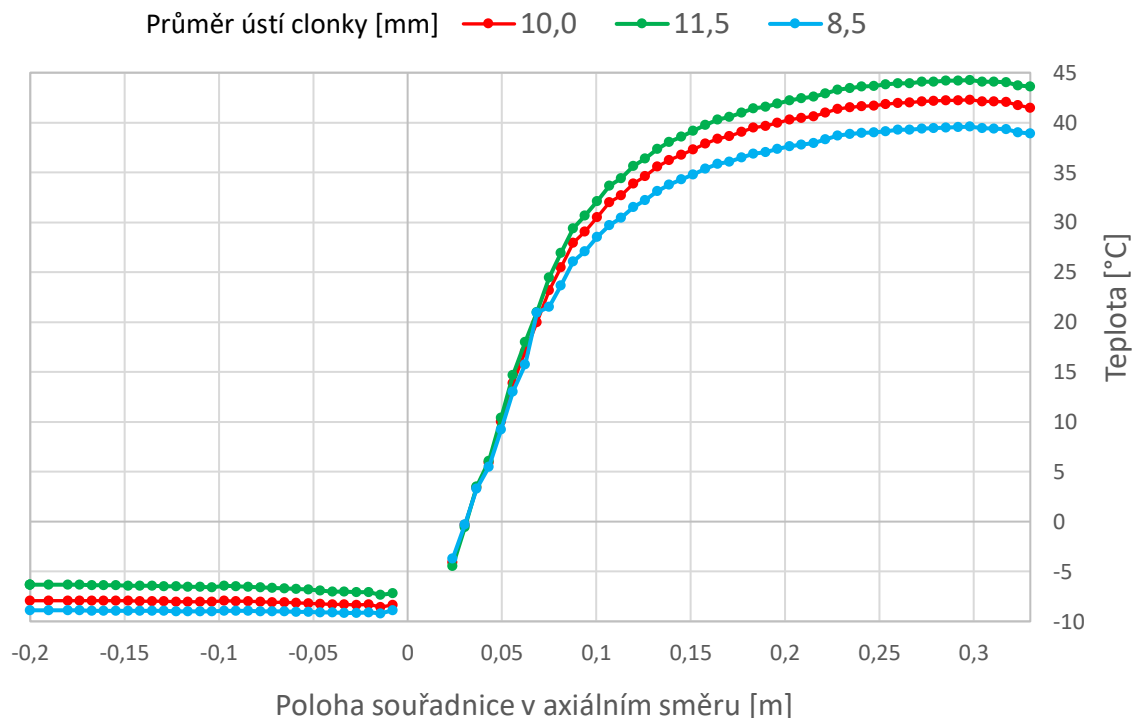
Pro tento výpočet byly použity tři clonky s ústím 10 mm ( $0,45 \cdot D_V$ ), 11,5 mm ( $0,52 \cdot D_V$ ) a 8,5 mm ( $0,39 \cdot D_V$ ), které odpovídají později použitým clonkám při experimentálním měření. Cílem posledního numerického výpočtu bylo určit parametry jednotlivých clonek a porovnat jejich chladicí a topný faktor, stejně tak velikost teplotní difference. Výchozí geometrií se stala ta s nejvyšší teplotní diferencí z předcházejících kapitol. Její geometrii popisuje tabulka 7.

Tabulka 7: Geometrické parametry RHVT pro výpočet charakteristik jednotlivých clonek;

$L_C$  – délka studené části,  $L$  – délka teplé části,  $\varnothing D_V$  – vnitřní průměr trubice,  
 $\varnothing D_C$  – průměr clonky k studené části,  $\varnothing D_{IN}$  – průměr vstupní trysky,  $\varnothing D_T$  – průměr přívodní trubice,  
 $\varnothing D_{CL}$  – průměr kuželky na teplé straně,  $\alpha_{CL}$  – vrcholový úhel kuželky

$L_C$ [mm]	$L$ [mm]	$\varnothing D_V$ [mm]	$\varnothing D_C$ [mm]	$\varnothing D_{IN}$ [mm]	N-Počet trysek	$\varnothing D_T$ [mm]	$\varnothing D_{CL}$ [mm]	$\alpha_{CL}$ [°]
200	330	22	10; 11,5; 8,5	2,0	6	10	21	60

Obrázek 51 zobrazuje průměrované teplotní pole vzduchu vypočtené v přístěnné oblasti trubice pro jednotlivé průměry ústí clonky. Na obrázku lze vidět, že menší průměr clonky má vliv na teplotu vystupujícího studeného proudu, u které došlo k poklesu. Stejně tak však klesla i teplota proudu teplého. Příčina tohoto je nejspíš obrat vnější části vnitřního studeného proudu, kdy se tato část proudu na užší clonce nedostane pryč studeným koncem a mísí se tak v trubici s proudem teplým, čímž dochází k poklesu teploty i tohoto vnějšího teplého proudu. Zároveň by mělo docházet k poklesu účinnosti zařízení, což bude dále vypočteno na základě vyčíslení chladicího a topného faktoru.



Obrázek 51: Průměrná teplota vzduchu v přístěnné oblasti trubice o různých průměrech ústí clonky ke studené straně podél trubice

Chladicí a topný faktor byly vypočteny podle rovnice 3.15 a 3.16 z vypočtených hmotnostních frakcí jednotlivých proudů. Nejlepší vypočtená účinnost tedy patří clonkám s ústím 10 a 11,5 mm. Při menším ústí clonky se sice snižuje teplota výstupního studeného proudu, ale klesá jeho hmotnostní frakce.

Tabulka 8: Vypočtené charakteristiky jednotlivých clonky a jejich chladicí a topné faktory.

Průměr ústí clonky	$T_c$ [°C]	$T_H$ [°C]	$\Delta T$ [°C]	$\varepsilon_c$ [-]	$COP_c$	$COP_H$
8,5	-8,9	39,0	47,9	0,539	0,115	0,065
10	-7,9	42,2	50,1	0,592	0,123	0,067
11,5	-6,3	44,2	50,5	0,640	0,125	0,065

**Shnutí:** Jako nejvhodnější z hlediska chladicího a topného faktoru byly určeny clonky o průměru ústí 10 a 11,5 mm, což odpovídá  $0,45 \cdot D_v$  a  $0,52 \cdot D_v$ . V tomto rozmezí byl chladicí a topný faktor nejvyšší. Z hlediska nejnižší teploty studené frakce byla výpočtem vyhodnocena jako nejlepší clonka s průměrem ústí 8,5 mm, kdy vypočtená teplota studeného proudu byla -8,9 °C.

## 4.8 Shrnutí výpočtové části

Pomocí programu STAR-CCM+ byly vytvořeny numerické modely RHVT s důrazem na variování parametrů ovlivňujících funkci a účinnost tohoto zařízení. Po vytvoření geometrických modelů a výpočetní sítě byl první problémem výběr vhodného turbulentního režimu. Na základě podkladů rešeršní analýzy a také pomocí vlastního modelování při použití vícero turbulentních režimů byl vybrán model K-Epsilon Standard.

Okrajové podmínky byly stanoveny pro vstupní trysky a byl jim přisouzen absolutní tlak 5 bar a teplota vstupujícího proudu 20 °C. Okrajovou podmínkou na výstupu byl tlak prostředí 101325 Pa. Při těchto podmínkách byly postupně provedeny všechny další výpočty, během nichž se měnily geometrické parametry modelu a každý z parametrů byl postupně optimalizován.

Nejprve byla stanovena optimální délka teplé strany trubice. Ta byla volena 330 mm, neboť od této délky již nedocházelo ke zvětšení teplotní difference. Tato délka odpovídá patnáctinásobku průměru trubice a byla použita pro následující kroky optimalizace. Dosažená celková teplotní difference mezi studeným a teplým proudem byla 43 °C.

Jako druhým krokem byl proveden výběr vhodného vstupního tělesa. Byly použity čtyři typy těles, kdy se měnil počet vstupních trysek a také průtočný průřez. Původní geometrie tělesa vytvořeného Obrlíkem [91] byla doplněna o geometrie navržené v návrhové části této práce (kap. 5) a byly vyhodnoceny opět teplotní difference při použití jednotlivých typů těles. Jako nejlepší z hlediska difference se jeví těleso se šesti tryskami, pomocí kterého bylo dosaženo teplotní difference 50,1 °C a toto těleso bylo použito pro následující krok optimalizace. Svou roli zde mohl hrát průtok vzduchu, který byl větší pro navržená tělesa ve srovnání s původním modulem trysek a také větší radiální symetrie rychlostního pole proudu ve vstupní části.

Poslední fází bylo určení vhodnosti použití clonek ke studené straně. Variovaným parametrem byl průměr ústí clonky. Nejvhodnější se jevil průměr clonky 10 a 11,5 mm, což odpovídá  $0,45 \cdot D_v$  a  $0,52 \cdot D_v$ . Při těchto geometriích byl vypočtený chladicí a topný faktor nejvyšší. Pro clonku s průměrem ústí 8,5 mm byla však vypočtena nejnižší teplota studeného proudu a to hodnota -8,9°C.

Tyto získané podklady byly použity i pro následující návrhovou a experimentální část a na závěr (kapitola 7) došlo k porovnání výsledků numerického modelu s experimentálním měřením.

## 5 Návrhová část

Na základě podkladů z řešební části práce bylo dospěno k návrhu nových vstupních těles pro RHVT. K původnímu tělesu skládajícího se ze dvou přímých tangenciálních trysek použitých v práci Obrlíka [91], bylo rozhodnuto připojit tři nová vstupní tělesa, která by byla navržena ideálně pro určitý provozní stav. Tímto provozním stavem se stal absolutní tlak vstupujícího vzduchu o hodnotě 5 bar. Proto byl použit vzorec, který stanovil experimentálně Takahama [17] pro jedno tryskové provedení trubice (rovnice 2.2.) a zároveň byly tyto vzorce ve všeobecné shodě s dalšími experimentálně získanými daty prezentovanými v kapitole 2.3.3. Tato rovnice byla modifikována za účelem použití více trysek, ovšem při zachování ideálního celkového průtočného průřezu, viz rovnice 5.1, 5.2 a 5.3.

$$D_{IN} = 0,2 \cdot D_V \quad (5.1)$$

$$S_{IN} = \pi \cdot \frac{D_{IN}^2}{4} \quad (5.2)$$

$$D_{IN}^* = \sqrt{\frac{S_{IN}}{N} \cdot \frac{4}{\pi}} \quad (5.3)$$

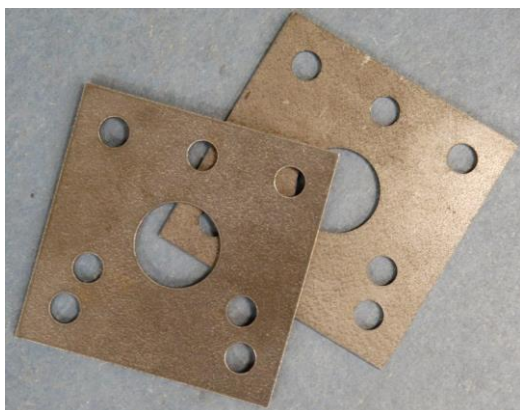
kde  $D_{IN}$  je průměr vstupní trysky [mm],  $N$  je počet trysek,  $D_V$  je průměr vírové trubice [mm],  $S_{IN}$  je obsah průřezu trysky [mm<sup>2</sup>] a  $D_{IN}^*$  je průměr pro optimální vypočtenou trysku při použití  $N$  trysek

Vypočtené optimální hodnoty pro použitou trubici o průměru  $D_V = 24$  mm jsou zobrazeny v tabulce č.9. Vypočtené hodnoty byly zaokrouhleny tak, aby bylo možno trysky o daném průměru vyrobit.

Tabulka 9: Průměry trysek pro vstupní tělesa

Počet trysek	Vypočtený průměr [mm]	Použitý průměr trysky [mm]
3	2,77	2,8
4	2,40	2,4
6	1,96	2

Z hlediska vhodnosti materiálu pro výrobu bylo rozhodnuto, že bude použit plast, konkrétně acetálový kopolymer POM-C, také známý pod obchodním názvem Ertacetal, Delrin či Hostaform. Tento materiál se dobře obrábí na mechanických soustruzích a je tak vhodný na přesnou výrobu mechanických součástí. Navíc je acetálový kopolymer odolný proti tepelně oxidační degradaci. Z důvodu zachování původní koncepce uchycení trubice ve čtyřech závitových tyčích byly navíc vyrobeny laserovým vypalováním plechové nástavce sloužící k sepnutí celé konstrukce v případě modulů tří a šesti trysek, viz obr. 52 a 53. Vyrobené moduly trysek je možno vidět na obrázcích 54, 55 a 56. Výkresová dokumentace modulů je v příloze.

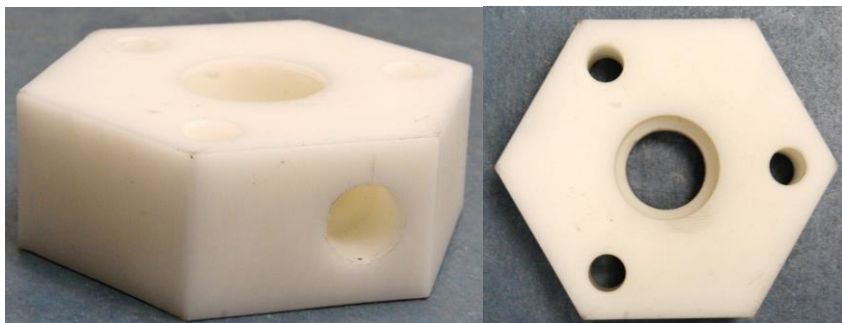


Obrázek 52: Plechové nástavce pro modul tří trysek

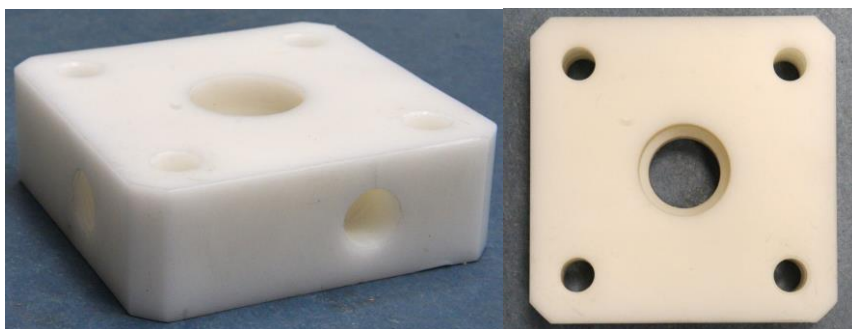


Obrázek 53: Plechové nástavce pro modul šesti trysek

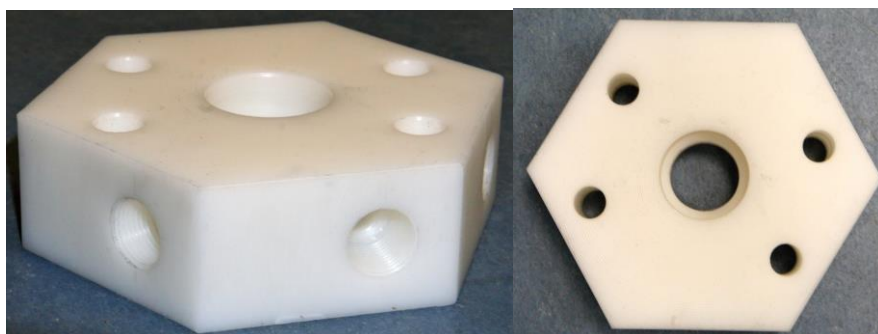




Obrázek 54: Modul tří trysek



Obrázek 55: Modul čtyř trysek



Obrázek 56: Modul šesti trysek

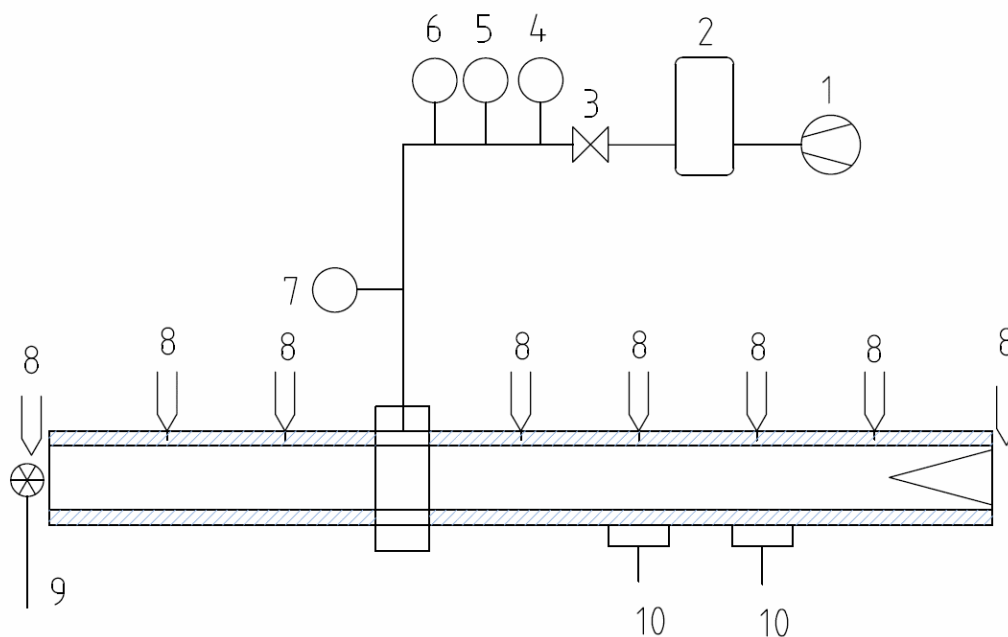
Tyto tři moduly byly primárně testovány při experimentu, rovněž však byly porovnány s původním modulem s dvěma tryskami. Moduly rozměrově souhlasí s geometrickými modely použitými pro CFD výpočetní část a mohlo se tak přistoupit k jejich posouzení i touto cestou a oba přístupy se tak mohly následně porovnat.

## 6 Experimentální část

V této části se pojednává o vyšetřování vírové trubice na experimentálním stanovišti. V první části je popsána měřicí trať a použité přístroje a dále jsou rozebrány a popsány jednotlivá měření. Hlavním úkolem této části je zjištění optimálních parametrů vírové trubice a získání experimentálních dat pro srovnání s výpočtním modelem a pro jeho další vývoj.

### 6.1 Popis tratě a měřících přístrojů

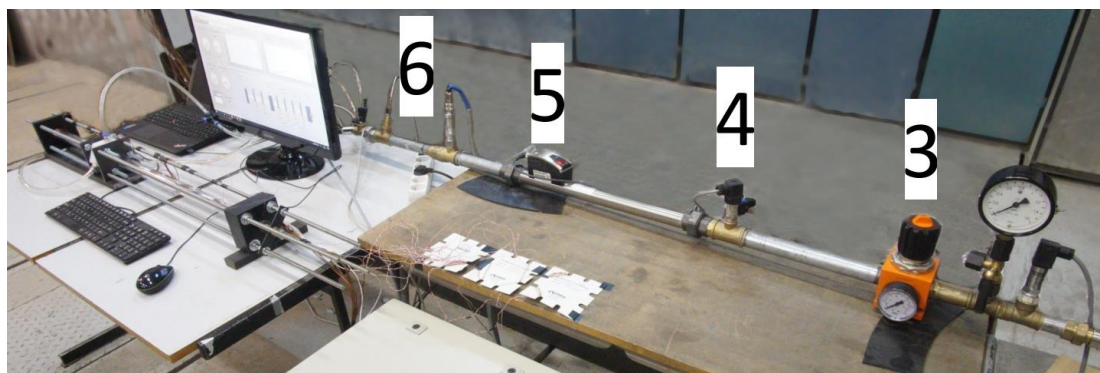
Tlakovou energii vzduchového média dodával kompresor, který vzduch akumuloval do tlakové nádoby o maximálním absolutním tlaku 8,25 bar. Vzduch byl rovněž před vpuštěním do vírové trubice sušen. Tlak vzduchu byl řízen pomocí redukčního ventilu a k tomu sloužil snímač absolutního tlaku. Rovněž byla vyhodnocována teplota vstupujícího vzduchu, teplota prostředí a průtok vzduchu. Další snímač absolutního tlaku byl umístěn bezprostředně před vstupní tryskou, aby bylo možno nastavit požadovaný tlak redukčním ventilem nezávisle na tlakové ztrátě v trati. Dále bylo použito 6 termočlánků rovnoměrně umístěných po délce trubice. Další dva termočlánky sloužily pro určení teploty studené a teplé frakce a byly tak umístěny na obou koncích trubice. Měřena byla rychlost proudění ze studené strany proto, aby bylo možné určit hmotnostní frakci studeného, potažmo teplého proudu. Poslední sledovanou veličinou byl tepelný tok, který byl snímán dvěma snímači na teplé straně trubice. Schéma měřicí tratě viz obr. 57.



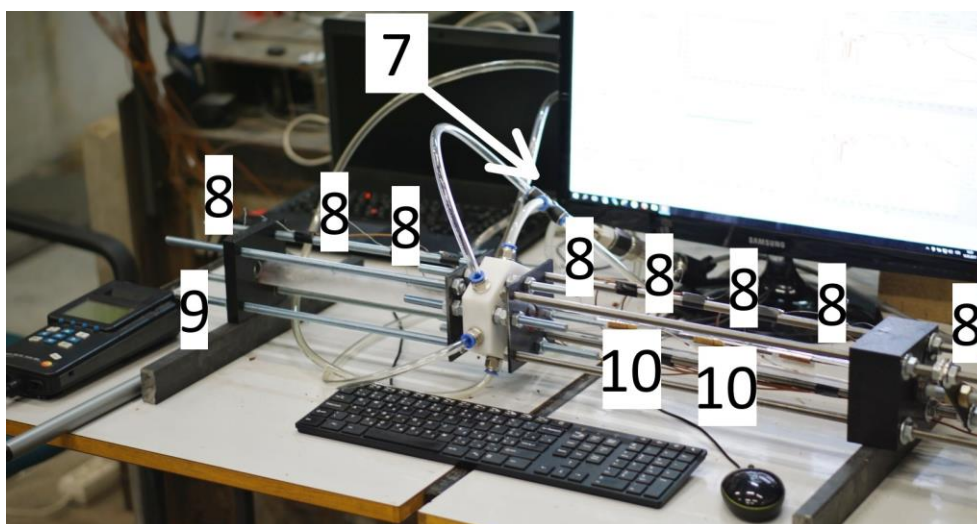
Obrázek 57: Schéma měřicí tratě; 1–Kompresor, 2–Tlaková nádoba, 3–Redukční ventil, 4–Snímač absolutního tlaku, 5–Průtokoměr, 6–Teploměr, 7–Snímač absolutního tlaku, 8–Termočlánky, 9–Sonda pro měření rychlosti, 10–Snímače tepelného toku

Termočlánky byly umístěny rovnoměrně ve stejných rozestupech po délce trubice. Kvůli změně délky byly umísťovány do různých poloh, jak bude popsáno při konkrétních případech měření v další části. Výstupy těchto měřících přístrojů byly dále převáděny instrumentací National Instruments do softwaru LabVIEW, ve kterém bylo vytvořeno rozhraní tak, aby bylo možné tyto hodnoty zapisovat v čase a také regulovat zařízení dle chování systému. Ukázka rozhraní je zobrazena na obr. 60. Na obrázku 58 lze vidět rozmístění měřících přístrojů na přívodní části pro RHVT. Rozložení termočlánků, snímačů tepelného toku, umístění sondy pro měření rychlosti a snímače absolutního tlaku viz obr. 59.





Obrázek 58: Zobrazení měřicí trati – přívodní část pro RHVT; 3–Redukční ventil, 4–Snímač absolutního tlaku, 5–Průtokoměr, 6–Teploměr



Obrázek 59: Zobrazení umístění snímače tlaku (7), rozložení termočlánků (8), sondy pro měření rychlosti (9) a snímačů tepelného toku (10)



Obrázek 60: Rozhraní programu LabVIEW pro regulaci a měření RHVT

Použitá měřicí aparatura:

- Snímač absolutního tlaku: DMP 331  
Rozsah: 0 až 16 bar  
Použití: Měření absolutního tlaku za redukčním ventilem.
- Průtokoměr: Kalorimetrický, Testo 6442  
Rozsah: 0,75 až 225 Nm<sup>3</sup>/h  
Použití: Měření průtoku vzduchu.
- Snímač absolutního tlaku: DMP 3311  
Rozsah: 0 až 10 bar  
Použití: Měření absolutního tlaku na hadici před vstupem do RHVT, určování tlakové ztráty tratě a přesnější regulace tlaku na vstupu.
- Termočlánek: 8x Typ T, neuzemněný, TJC36-CP-SS-IM050-U-150  
Měřicí modul: NI 9214 s kompenzací studeného konce  
Průměr 0,5 mm  
Použití: Měření teploty ve stěně RHVT, termočlánky zasunuty do předvrtaných děr 1 mm od vnitřního průměru trubice, měření teploty studeného a teplého proudu na koncích trubice.
- Snímače tepelného toku: Termoelektrický, 2x gSKIN Heat Flux Sensor XM 26 9C  
Rozměry: 10 × 10 mm  
Rozsah: -150 kW/m<sup>2</sup> až 150 kW/m<sup>2</sup>  
Použití: Určování tepelného toku přes trubici do vnějšího prostředí na teplé straně trubice.
- Sonda pro měření rychlosti: Testo 454 + Teleskopická sonda typ K (NiCr-Ni)  
Rozsah: 0,4 až 60 m/s  
Průměr sondy: 16 mm  
Použití: Určení rychlosti proudu vzduchu na studeném konci.

## 6.2 Vyhodnocování vstupních těles

Samotné měření započalo nejdříve určením nejvhodnějšího vstupního tělesa, tedy modulu trysek, v závislosti na teplotní separaci v trubici. Ta byla hodnocena podle teplotní difference mezi studeným a teplým koncem. Teplota vzduchu na vstupu byla konstantní a to 19,6 °C. Z důvodu nemožnosti zaručení stejného nastavení regulační kuželky na teplém konci trubice pro všechna měření proběhlo vždy nejprve nastavení absolutního tlaku pro vstupní trysky na 5 bar a poté regulace teploty studeného konce pomocí této kuželky na 0 °C a až posléze byla vyhodnocována teplota povrchu trubice a teplota teplé frakce. Šířka mezikruží mezi kuželkou a trubicí byla přibližně 0,5 mm. Hodnoty byly zapisovány do textového souboru a následně průměrovány v čase při době měření 20 minut. Konfiguraci trubice pro toto měření je možno vidět v tab. 10.

Tabulka 10:  $L_c$ –délka studené části,  $L$ –délka teplé části,  $\varnothing D_v$ –vnitřní průměr trubice,  $\varnothing D_c$ –průměr clonky k studené části,  $\varnothing D_{cl}$ –průměr regulační kuželky,  $\alpha_{cl}$ –vrcholový úhel kuželky

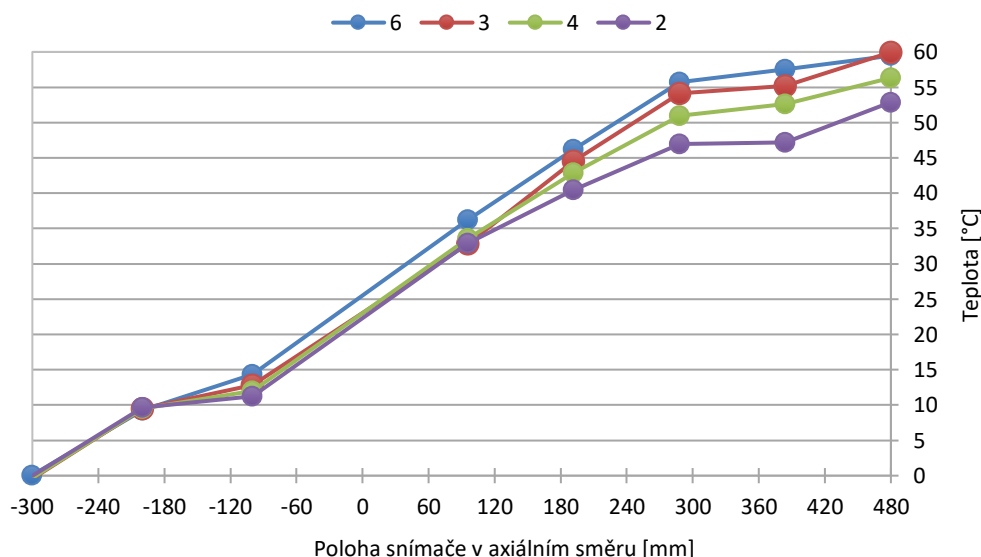
$L_c$ [mm]	$L$ [mm]	$\varnothing D_v$ [mm]	Poměr $L/D_v$	$\varnothing D_c$ [mm]	$\varnothing D_{cl}$ [mm]	$\alpha_{cl}$ [°]
300	480	24	20	11,5	23	60

Byly použity celkem čtyři moduly vstupních trysek, viz tabulka 11. V tabulce je uveden také dosažený provozní průtok v NI/min, kterého bylo dosaženo při absolutním tlaku pro vstupní trysky 5 bar.

Tabulka 11: Použité modely vstupních těles, jejich geometrické parametry a dosažený provozní průtok při absolutním tlaku 5 bar

Počet trysek	Celkový průtočný průřez [mm <sup>2</sup> ]	Průměr trysky - $\varnothing D_{in}$ [mm]	Dosažený průtok [NI/min]
2	14,13	3,0	847,5
3	18,47	2,8	1125,1
4	18,10	2,4	1008,9
6	18,85	2,0	1082,1

Výsledné teplotní rozložení na povrchu trubice a teplot jednotlivých frakcí na obou koncích je zobrazeno na obr. 61. Poloha jednotlivých termočlánků je uvažována jako vzdálenost od vstupní části. Kladné hodnoty na podélné ose tak poté vyjadřují teplou stranu trubice, kde byly termočlánky umístěny po 96 mm, záporné stranu studenou, kde byly po 100 mm.



Obrázek 61: Rozložení teplot na povrchu trubice a teplot jednotlivých frakcí na obou koncích.

Z grafu na obrázku 61 lze vidět, že nejvyšší teplotní difference mezi studenou a teplou frakcí bylo dosaženo použitím šesti a tří trysek. Původní vstupní těleso o dvou tryskách mělo hodnotu teplotní difference nejnižší. Teplotní difference  $\Delta T$  mezi studenou a teplou frakcí pro tři trysky byla nejvyšší a to 60,3 °C, pro šest trysek 59,4 °C, pro čtyři trysky 56,7 °C a pro dvě trysky činila 53,1 °C. Pokud je však věnována pozornost teplotnímu rozložení po povrchu trubice, nejvyšších hodnot teplot na teplé části je dosaženo při použití šesti trysek.

Dalším faktorem ovlivňujícím výsledné teplotní pole může být také velikost průtoku pro jednotlivá vstupní tělesa. Lze postřehnout, že v případě čtyř trysek je průtočný průřez a také průtok při měření menší, než v případě tří a šesti trysek, a to i přesto, že bylo dbáno na zachování stejného průtočného průřezu při výrobě vstupních těles. Podobně je tomu i pro modul dvou trysek, který však byl původní a navržen pro menší vstupní tlak a slouží tak pouze pro porovnání s navrženými typy.

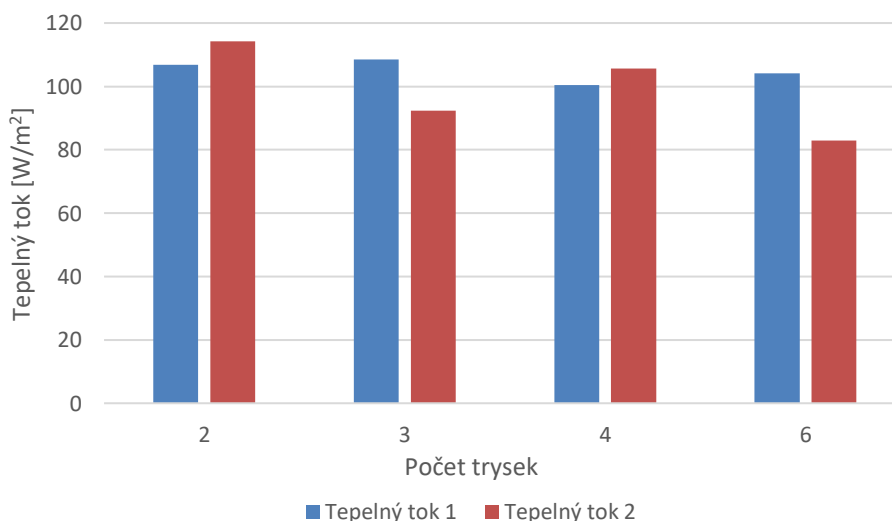
Dále byla měřena také rychlost studeného proudu  $v_c$  na výstupu ze studeného konce. Díky tomu mohla být určena velikost studené frakce a pomocí ní lze určit také topný faktor  $COP_H$  a chladicí faktor  $COP_C$ , viz tabulka 12. I když byla teplota studeného proudu pro všechna měření ustavena na přibližně 0 °C, liší se průtok studeným koncem pro jednotlivé použité moduly. Proto podle rovnice 3.16. vychází různé hodnoty  $COP_C$ .

Tabulka 12: Naměřené rychlosti proudu na studené straně a vypočtené COP pro jednotlivé trysky

N–Počet trysek	$v_s$ [m/s]	$\dot{m}_c$ [Nl/min]	$\varepsilon_c$ [-]	$COP_C$ [-]	$COP_H$ [-]
2	18,8	510	0,602	0,0876	0,0990
3	26,0	705	0,626	0,0911	0,1131
4	23,9	648	0,643	0,0936	0,0984
6	25,2	683	0,631	0,0919	0,1091

I z této tabulky lze vidět, že nejlepších výsledků chladicího a topného faktoru dosáhl model o třech a šesti tryskách. Nejmenší hodnotu těchto faktorů má modul se dvěma tryskami.

Nabízí se však i druhý způsob stanovení nejhodnějšího vstupního tělesa a počtu trysek. Na základě měření pomocí snímačů tepelného toku na stěně teplé strany trubice ve vzdálenosti 288 mm (Tepelný tok 1) a 192 mm (Tepelný tok 2) od středu lze stanovit kolik tepla se při provozu uvolňuje přes stěnu trubice na teplé části. Prvotní odhad byl, že tepelný tok bude přímo záviset na teplotní difference, a tedy bude nejvyšší pro ta vstupní tělesa, která měla  $\Delta T$  nejvyšší. Hodnoty tepelných toků pro jednotlivé typy trysek lze vidět na obr. 62.



Obrázek 62: Velikost tepelných toků skrz trubici pro jednotlivé typy trysek

Počáteční hypotéza se nepotvrdila a tepelné toky v případě všech čtyř vstupních modulů jsou srovnatelné. Nejvyšší tepelný tok byl naměřen pro konfiguraci se dvěma tryskami. Domnělým vysvětlením se zdá být vyšší kinetická energie proudu vstupujícího do trubice při použití modulu dvou trysek o menším průtočném průřezu. Větší rychlost proudu hraje svou roli při prostupu tepla trubicí, jelikož zvětšuje součinitel přestupu tepla  $\alpha_K$  a intenzifikuje se tak přenos tepla. Svůj vliv může mít také formování víru v trubicí. V případě použití více vstupujících trysek dochází k interakcím mezi jednotlivými proudy více často, proudy se vzájemně sráží a dochází tak ke zpomalení těchto vířivých proudů, což opět ovlivní součinitel přestupu tepla  $\alpha_K$  na vnitřní straně trubice. Naměřené tepelné toky se pohybují od 83 do 115 W/m<sup>2</sup>.

**Shrnutí:** Měřením byla vyhodnocena vstupní tělesa RHVT. Z hlediska teplotní separace se jeví nejlepší varianta s šesti a třemi tryskami, u kterých byla nejvyšší celková teplotní diference mezi studenou a teplou frakcí. Svůj vliv pravděpodobně hraje průtok tryskami, kdy právě těmito dvěma byl nejvyšší. Dále byl vyhodnocen chladicí a topný faktor. Nově navržené moduly o 3, 4 a 6 tryskách se i v tomto srovnání projevily jako lepší než původní modul o dvou tryskách. Z hlediska teplotní diference bylo dosaženo zvýšení o 7 °C oproti původnímu modulu s dvěma tryskami. Tepelný tok měřený na teplé straně trubice byl pro všechny moduly srovnatelný a to kolem 100 W/m<sup>2</sup>.

### 6.3 Stanovení optimální délky trubice

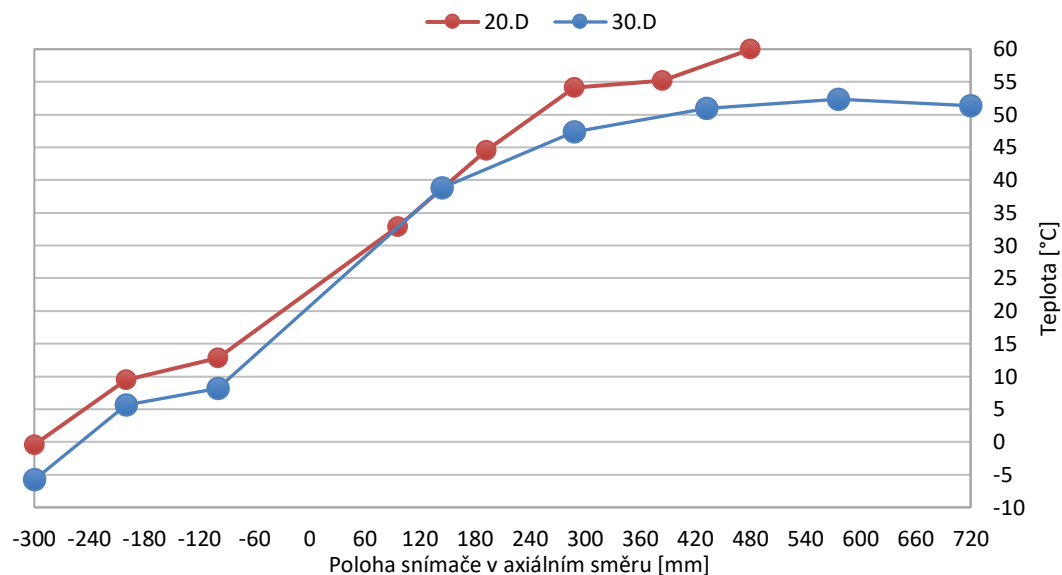
Jak již bylo zmíněno v rešeršní části, vliv délky trubice jakožto poměru k průměru trubice  $L/D_V$  je významným faktorem pro účinnost celého zařízení. Doporučovaný poměr se pohybuje od  $10 \cdot D_V$  až do  $45 \cdot D_V$ . Při srovnání vstupních modulů v předchozí kapitole byla použita trubice o délce  $20 \cdot D_V$ . Následně byla vyhotovena nová o délce  $L = 30 \cdot D_V$  a opět byly použity různé varianty vstupních modulů s cílem odhalit, zda delší část teplé části trubice bude mít vliv na teplotní diferenci, účinnost trubice a případně na tepelný tok. Ostatní parametry kromě délky  $L$  teplé části trubice zůstaly zachovány tak, jak je uvedeno v tab. 10. Teplota přiváděného vzduchu byla 19,6 °C a absolutní tlak vzduchu na vstupu byl opět obdobně nastaven na 5 bar. Měření probíhalo 20 minut a naměřené veličiny byly průměrovány v čase.

Délka nové teplé části trubice činila 720 mm. Termočlánky byly nyní na teplé části umístěny pravidelně po 144 mm a snímače tepelného toku byly umístěny 288 mm a 432 mm od vstupní části ve směru teplé části trubice. Umístění měřící aparatury je možno vidět v tabulce 13.

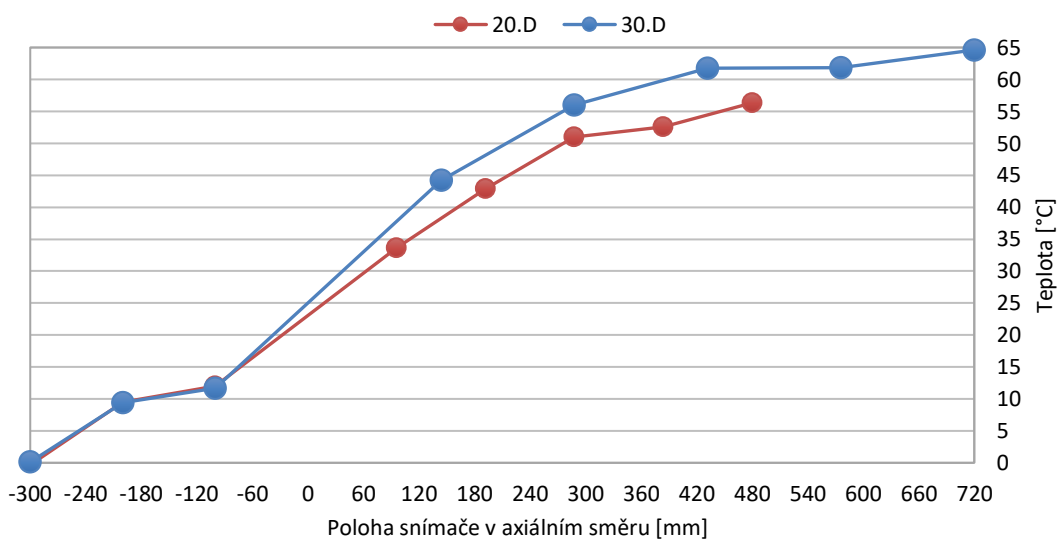
Tabulka 13: Rozložení termočlánků po délce trubic

Délka teplé části trubice [mm]	Poloha termočlánků (TČ) a snímačů tepelného toku (TT) ve vzdálenosti od vstupní části (teplá část ve směru kladné osy) [mm]									
	1. TČ	2. TČ	3. TČ	4. TČ	5. TČ	6. TČ	7. TČ	8. TČ	1. TT	2. TT
$20 \cdot D = 480$	720	576	432	288	144	-100	-200	-300	432	288
$30 \cdot D = 720$	480	384	288	192	96	-100	-200	-300	288	192

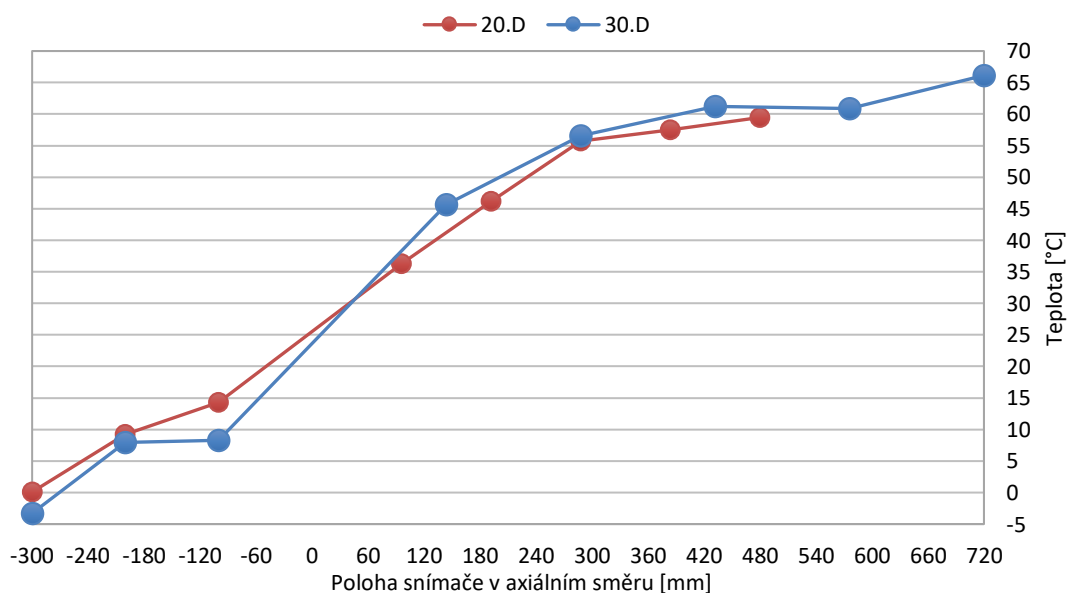
Při měření delší trubice nebyla regulována teplota studené frakce na 0 °C jako při vyhodnocování vstupních modulů, ale byl regulován průtok, tedy rychlost naměřená na studeném konci trubice a to tak, aby byla pro jednotlivá měření shodná. Tím mělo být dosaženo stejné studené hmotnostní frakce pro jednotlivá měření. Následující obrázky mají za úkol porovnat teplotní pole naměřené na termočláncích ve stěně trubic a na obou koncích trubic o délce  $20 \cdot D_V$  a  $30 \cdot D_V$ , viz obr. 63 pro modul 3 trysek, obr. 64 pro modul 4 trysek a obr. 65 pro modul 6 trysek.



Obrázek 63: Teplotní pole pro trubice o délce  $20 \cdot D_v$  a  $30 \cdot D_v$  při použití modulu tří trysek



Obrázek 64: Teplotní pole pro trubice o délce  $20 \cdot D_v$  a  $30 \cdot D_v$  při použití modulu čtyř trysek



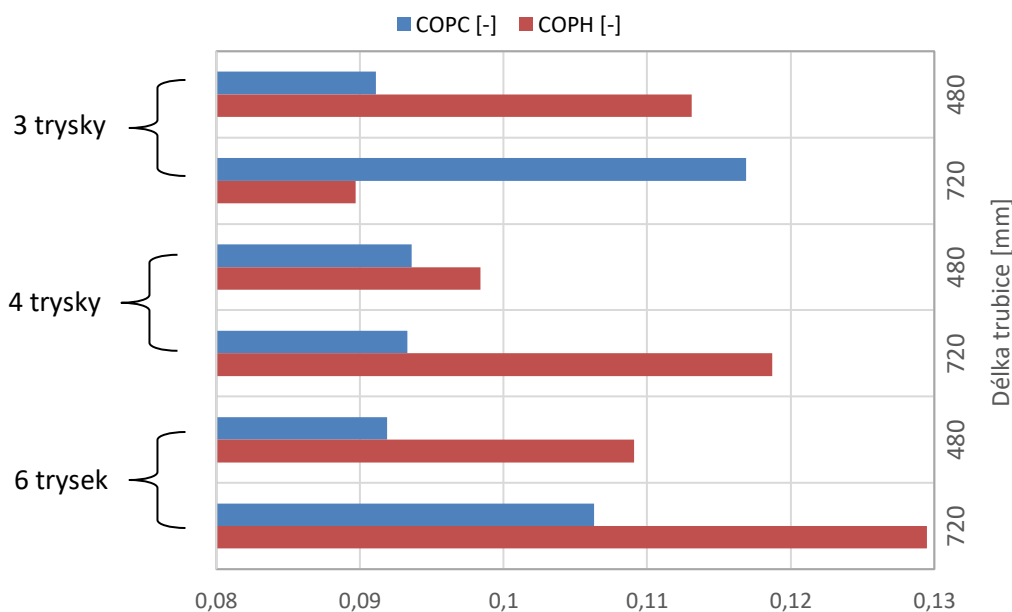
Obrázek 65: Teplotní pole pro trubice o délce  $20 \cdot D_v$  a  $30 \cdot D_v$  při použití modulu šesti trysek

Z obrázků lze vidět, že prodloužení trubice mělo obecně kladný vliv na tepelnou separaci v trubici. Teploty teplého konce byly v případě použití modulů šesti a čtyř trysek zvýšeny, u modulu čtyř trysek byla teplota zvýšena z 56,3 °C pro  $L = 20 \cdot D_v$  na 64,6 °C pro  $L = 30 \cdot D_v$ . U modulu šesti trysek z 59,5 °C na 66,1 °C a zároveň byla teplota studeného proudu snížena z 0 °C na -3,2 °C. Pouze u modulu tří trysek se teplota teplé frakce pro delší trubici snížila. To může být ovšem způsobeno změnou v regulaci zařízení, neboť došlo ke snížení teploty na studeném konci na -5,8 °C a k dramatickému zlepšení chladicího faktoru. Chladicí a topné faktory jednotlivých trubíc a měřených modulů byly taktéž vyhodnoceny, viz tab. 14.

Tabulka 14: Vyhodnocení chladicího a topného faktoru pro jednotlivé konfigurace RHVT

Počet trysek	Délka trubice L [mm]	$v_s$ [m/s]	$\dot{m}_c$ [Nl/min]	$\varepsilon_c$ [-]	$COP_c$ [-]	$COP_H$ [-]
3	480	26,0	705	0,626	0,0911	0,1131
	720	25,5	690	0,620	0,1169	0,0897
4	480	23,9	648	0,643	0,0936	0,0984
	720	24,0	661	0,647	0,0933	0,1187
6	480	25,2	683	0,631	0,0919	0,1091
	720	24,9	675	0,630	0,1063	0,1295

Hodnoty  $COP_c$  a  $COP_H$  byly vyneseny také do grafu na obr. 66, který ilustruje změnu těchto faktorů v závislosti na použitém druhu trysek a délce trubice.

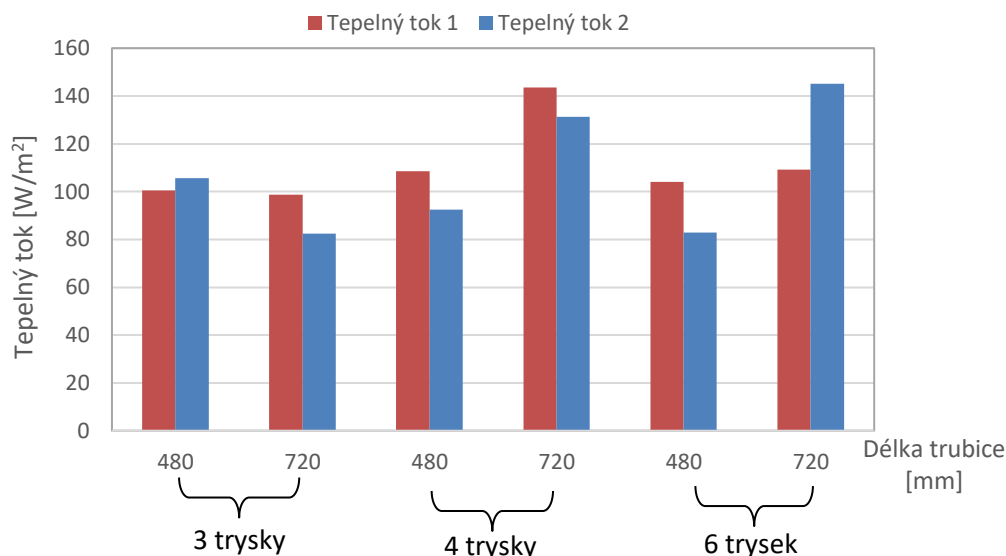


Obrázek 66: Srovnání  $COP_H$  a  $COP_c$  pro obě délky trubice a pro použité vstupní moduly

Můžeme vidět, že obecně došlo ke zlepšení obou faktorů při použití delší trubice. V případě modulu tří trysek došlo ke zvýšení chladicího faktoru, oproti tomu u modulů čtyř a šesti trysek ke zvýšení topného. To může být důsledkem prováděné regulace na kuželíkové clone na teplém konci trubice. Regulace za účelem dosažení stejného hmotnostního průtoku studené frakce byla obtížnější než při předchozím měření vstupních těles, kdy byla regulace prováděna za účelem ustálení teploty studeného proudu na 0 °C.

Poslední sledovanou veličinou byl tepelný tok, který byl měřen dvěma snímači umístěnými na teplé straně trubice, viz tabulka 13. Srovnání tepelných toků pro jednotlivá vstupní tělesa a trubice viz obr. 67.





Obrázek 67: Srovnání tepelného toku při použití různých vstupních trysek při různé délce trubice

Tepelný tok přes stěnu trubice v tomto případě koresponduje se zvýšenými teplotami naměřenými podél trubice, jež lze vidět v obr. 64 a 65 pro použití modulů s šesti a čtyřmi tryskami. Tepelný tok je v případě delší trubice ( $L = 30 \cdot D_V$ ) a modulů 4 a 6 trysek větší, než je tomu tak u trubice kratší ( $L = 20 \cdot D_V$ ) o přibližně 36 % a pohybuje se od 110 do 145 W/m². U varianty se třemi tryskami je oproti tomu menší, což souvisí s nižší teplotou naměřenou na stěně trubice, viz obr. 63.

**Shrnutí:** Bylo provedeno měření teplotního pole ve stěně trubice a proudů na obou koncích, a dále měření tepelného toku přes stěnu na teplé straně trubice a měření rychlosti studeného proudu. Měření se provádělo na dvou délkách trubice, a to na trubici o délce 720 a 480 mm. Rovněž byly použity tři varianty vstupních těles a to 3, 4 a 6 tryskové provedení. Trubice byla pro jednotlivé trysky regulována kuželovou clonkou tak, aby bylo dosaženo stejné studené hmotnostní frakce v rámci použitého vstupního tělesa. V případě šesti a čtyř trysek byla teplotní diference větší pro delší trubici. Celková dosažená teplotní diference mezi studeným a teplým proudem při variantě šesti trysek se zvýšila o bezmála 9 °C. Pro variantu se třemi tryskami nedošlo ke zvýšení teploty na teplé straně, což mohlo být zapříčiněno regulací, kdy ovšem teplota studeného proudu vykazovala nejnižší hodnotu a to -5,8 °C. Ve výsledku měla konfigurace o třech tryskách nejvyšší chladicí faktor  $COP_C$  a to 0,117. Tepelné toky pro čtyř a šesti tryskové provedení se zvýšily o 36 %. Prodloužení trubice na délku 720 mm, což odpovídá třicetinásobku průměru trubice tak vedlo k lepším provozním parametrům zařízení.

#### 6.4 Srovnání průměrů ústí clonky ke studené části

Při tomto experimentu mělo dojít k ověření rešeršní části a ke srovnání jednotlivých variant clonek ke studené části. K dispozici byly tři clonky o průměru ústí 11,5 mm, 10 mm a 8,5 mm, viz obr. 68.



Obrázek 68: Typy použitých clonek ke studené části, zprava průměr ústí 8,5 mm, 10 mm a 11,5 mm



Dle rozboru v řešeršní části by se při zmenšování ústí clonky měla snižovat teplota studeného konce, ovšem zároveň se snižuje průtok tímto studeným koncem a snižuje se účinnost teplotní separace. Nejlepší účinnost zařízení byla uváděna při použití ústí o 0,4 až 0,6·D<sub>v</sub>.

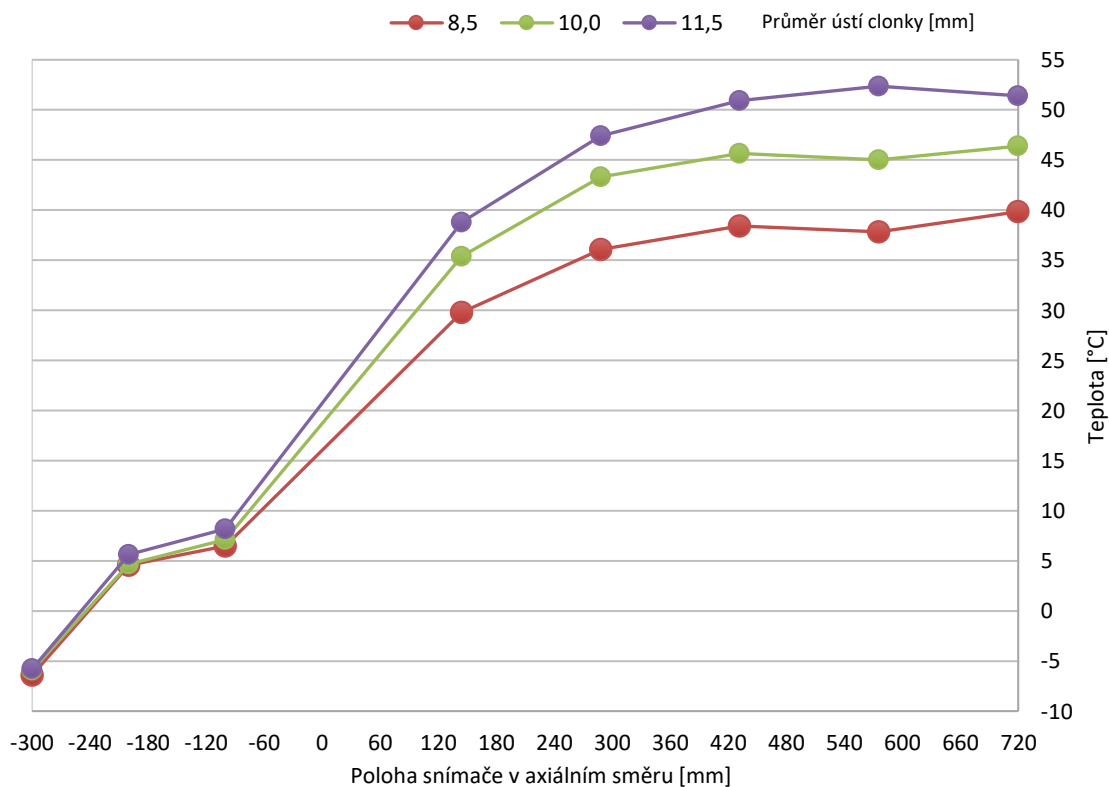
V této práci použité clonky měly ústí v poměru k průměru trubice 0,35·D<sub>v</sub> (8,5 mm), 0,42·D<sub>v</sub> (10 mm) a 0,48·D<sub>v</sub> (11,5 mm). Konfigurace pro měřenou trubici jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15: Parametry trubice pro srovnání clonek; L<sub>c</sub>–délka studené části, L–délka teplé části, øD<sub>v</sub>–vnitřní průměr trubice, øD<sub>c</sub>–průměr ústí clonky k studené části, øD<sub>cl</sub>–průměr regulační kuželky, α<sub>cl</sub>–vrcholový úhel kuželky

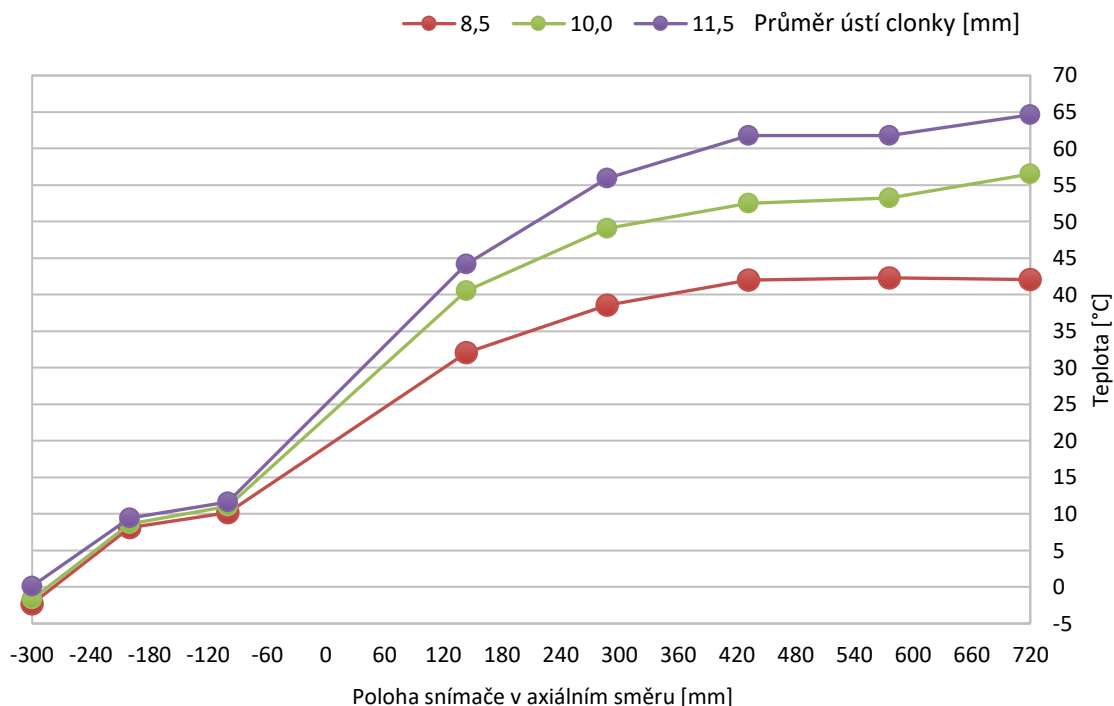
L <sub>c</sub> [mm]	L [mm]	øD <sub>v</sub> [mm]	Poměr L/D <sub>v</sub>	øD <sub>c</sub> [mm]	øD <sub>cl</sub> [mm]	α <sub>cl</sub> [°]
300	720	24	30	11,5; 10; 8,5	23	60

Při měření byl opět použit vzduch o absolutním tlaku na vstupu 5 bar a teplotě 19,6 °C. Rozmístění termočlánků a snímačů tepelného toku zůstalo stejné jako je uvedeno v tabulce 9 pro variantu trubice o délce 720 mm. Byla nastavena jedna pevná poloha regulační kuželky tak, aby šířka mezikruží mezi trubicí a kuželkou byla 0,5 mm. Každé měření probíhalo 20 minut a data byla průměrována v čase.

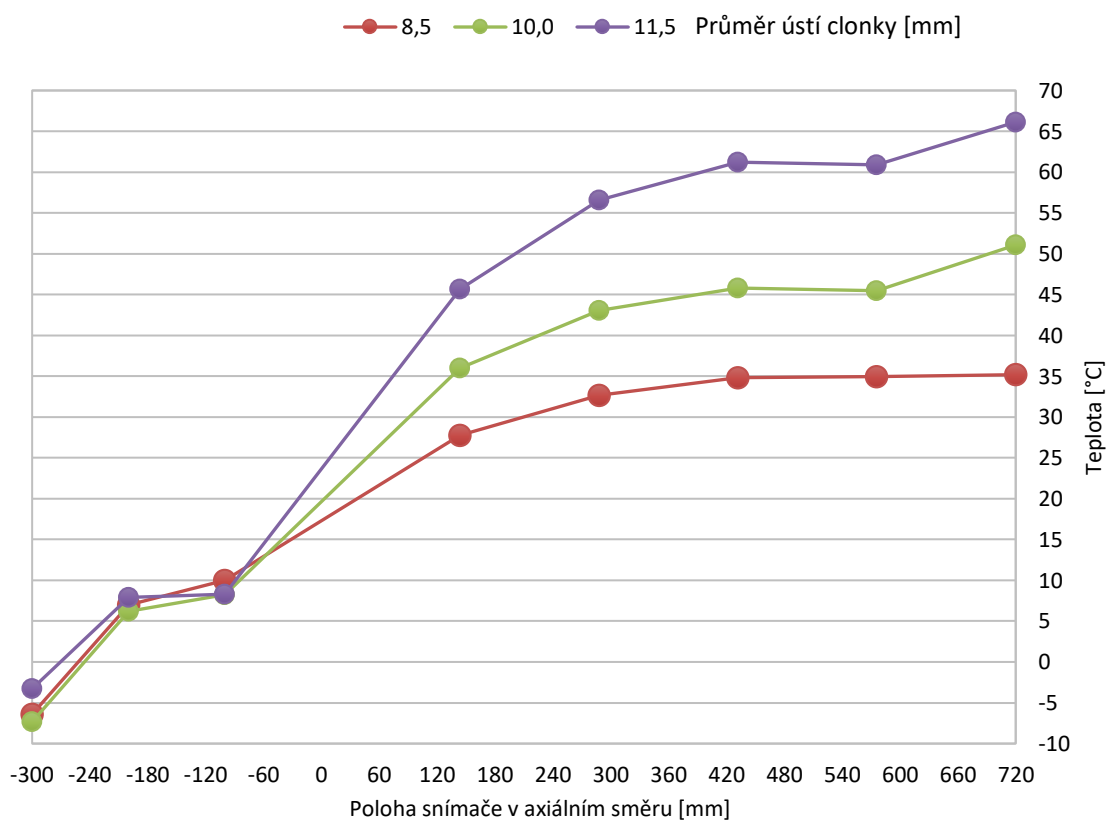
Následující obrázky zobrazují naměřená teplotní pole termočlánky ve stěně trubice a na obou koncích při použití vstupního tělesa se třemi (viz obr. 69), čtyřmi (viz obr. 70) a šesti tryskami (viz obr. 71) a s použitím daných tří clonek.



Obrázek 69: Naměřené teplotní pole ve stěně trubice a na obou koncích při použití vstupního tělesa se třemi tryskami pro různé clonky



Obrázek 70: Naměřené teplotní pole ve stěně trubice a na obou koncích při použití vstupního tělesa se čtyřmi tryskami pro různé clonky



Obrázek 71: Naměřené teplotní pole ve stěně trubice a na obou koncích při použití vstupního tělesa se šesti tryskami pro různé clonky

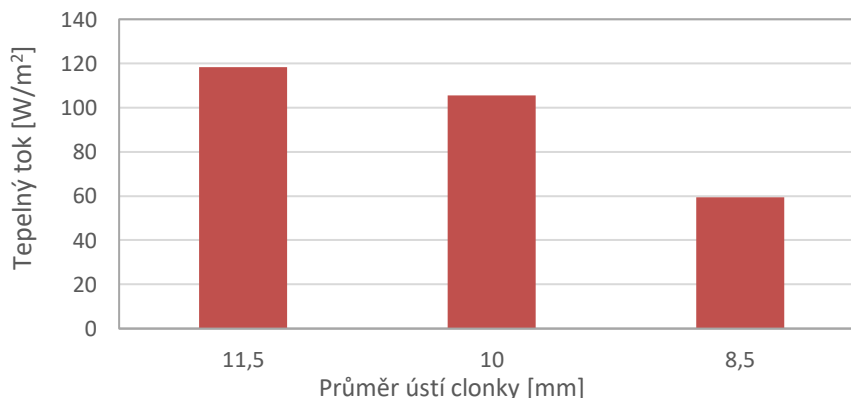
Z obrázků lze usoudit, že největší teplotní difference je dosahováno při průměru ústí clonky 11,5 mm. Při použití menšího ústí dochází k poklesu jak teploty teplého proudu, tak teploty proudu studeného. Pro dosažení nejnižší možné teploty studeného proudu je proto vhodné průměr ústí zmenšit. Nevýhodou je ovšem nižší hmotnostní průtok studeného proudu. Navíc se zmenšením ústí snižuje účinnost zařízení. Studený vnitřní proud, jež se obrací v teplé části a postupuje směrem k studenému konci se při menším průměru ústí částečně mísí s vnějším teplým proudem, jelikož clonka propustí ústím pouze nejvnitřnější a nejstudenější část tohoto proudu. Snaha o dosažení studenějšího výstupního proudu pomocí menšího průměru ústí clonky může vést k tomu, že účinnost trubice bude tak nízká, že dalším zmenšováním ústí bude teplota naopak narůstat. Tak tomu mohlo být i v případě uvedeného měření se šesti tryskami, kdy výstupní studená teplota při použití 10 mm ústí clonky byla nižší, než pro 8,5 mm ústí. Nejvyšší teplotní difference 67,9 °C bylo dosaženo pomocí vstupního tělesa s šesti tryskami a při ústí clonky 11,5 mm, kdy teplota teplého konce dosáhla 64,6 °C a teplota studeného konce -3,3 °C. Nejnižší teplota byla naměřena opět pro vstupní těleso s šesti tryskami a při užití 8,5 mm ústí a byla -7,3 °C.

Pro potřeby stanovení chladicího a topného faktoru byla opět měřena rychlost proudění na studené straně. Vyhodnocení faktorů lze vidět v tabulce 16.

Tabulka 16: Vyhodnocení chladicího a topného faktoru pro jednotlivé konfigurace RHVT

Počet trysek	$D_c$ - Ústí clonky [mm]	$v_s$ [m/s]	$\dot{m}_c$ [Nl/min]	$\varepsilon_c$ [-]	$COP_c$ [-]	$COP_H$ [-]
3	11,5	25,5	690	0,620	0,117	0,090
	10	23,5	637	0,569	0,108	0,086
	8,5	21,2	574	0,513	0,099	0,071
4	11,5	24,0	661	0,647	0,093	0,119
	10	21,6	585	0,571	0,090	0,120
	8,5	18,4	498	0,486	0,079	0,086
6	11,5	24,9	675	0,630	0,106	0,130
	10	21,5	585	0,529	0,106	0,110
	8,5	19,5	529	0,482	0,931	0,060

**Shrnutí:** Z tabulky 16 bylo usouzeno, že zmenšování ústí clonky má negativní vliv jak na chladicí, tak topný faktor. Teplota teplého proudu obecně klesala se zužujícím se ústím a vyšší topný faktor nebyl dosažen ani přes vyšší průtok teplé frakce. Teplota studeného proudu také klesala, ovšem chladicí faktor nebyl větší, kvůli menší studené frakci. Účinnost zařízení byla tedy nejvyšší při ústí clonky 11,5 mm, což odpovídá 0,48·D<sub>v</sub>. Nejlepších hodnot topného faktoru bylo dosaženo při použití vstupního tělesa se šesti tryskami a clonky s průměrem ústí 11,5 mm, nejvyššího chladicího faktoru bylo dosaženo použitím vstupního tělesa se třemi tryskami a opět clonky s ústím 11,5 mm. V poslední řadě byl opět určen tepelný tok přes stěnu, kvůli počtu měření byl tok zprůměrován zvlášť pro jednotlivé typy clonek. Závislost tepelného toku na typu clonky viz obr. 72.



Obrázek 72: Závislost tepelného toku [W/m<sub>2</sub>] na typu clonky

## 6.5 Shrnutí experimentální části

Na sestavené měřicí trati byly vyšetřovány parametry, pomocí kterých by mohlo dojít ke zvýšení účinnosti RHVT. Nejprve byly vyšetřeny čtyři vstupní tělesa (moduly o dvou, třech, čtyř a šesti tryskách), kdy byly porovnány tři navržené moduly trysek s původním modulem. Navržené moduly vedly k vyšší účinnosti trubice z hlediska teplotní separace při stálém absolutním tlaku na vstupu do trubice 5 bar. Byl vyvozen závěr, že velikost teplotní separace závisí na velikosti průtoku vzduchu trubicí a se zvyšujícím se průtokem dochází k větší teplotní diferencii.

Dále byl zkoumán vliv délky trubice. Byly použity dvě trubice, první o délce teplé strany 480 mm a druhá 720 mm, což odpovídá  $20 \cdot D_v$ , resp.  $30 \cdot D_v$ . Delší trubice vykazovala obecně lepší parametry vzduchu na výstupech, a tak i větší chladicí a topný faktor.

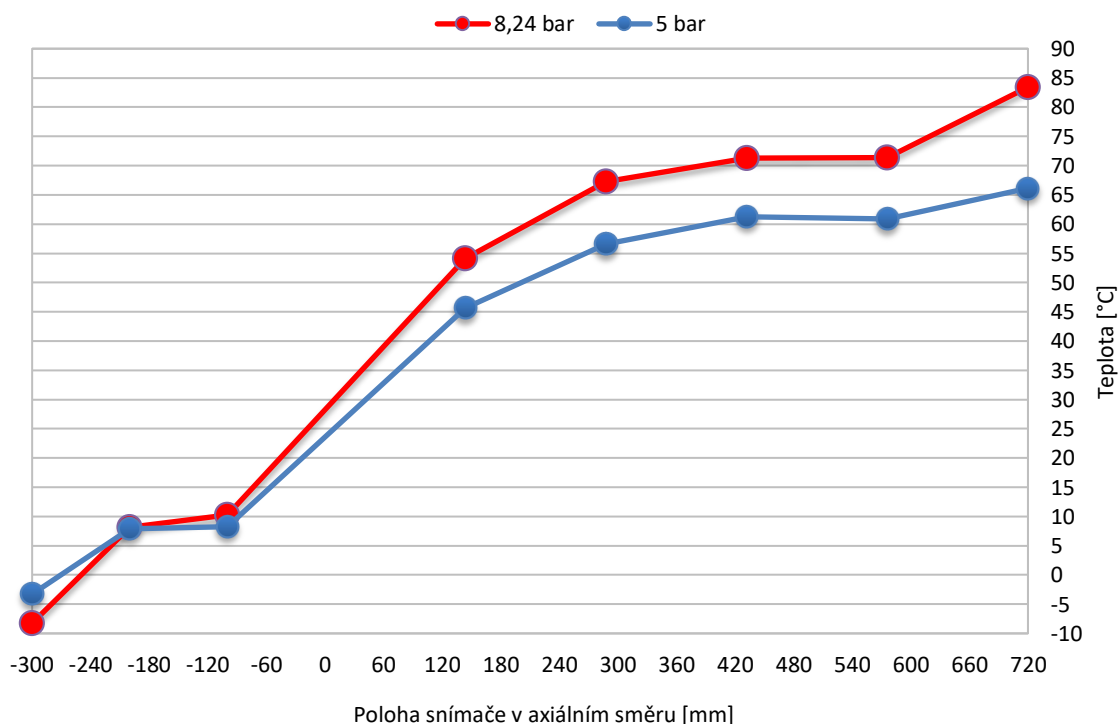
Poslední zkoumanou částí trubice byla clonka ke studené straně trubice. Byly proměřeny tři clony s ústím 11,5 mm, 10 mm a 8,5 mm. Nejlepší účinnost trubice byla zjištěna při použití největšího ústí, 11,5 mm. Pro dosažení nižších teplot na studeném konci je možno využít menších průměrů ústí, ovšem klesá tak velikost studené frakce a také dochází ke snížení chladicího faktoru.

Prvním z důležitých výstupů této části je stanovení ideálních parametrů trubice z naměřených kombinací. Toho bylo dosaženo postupným variováním hledaných parametrů a z hlediska nejvyšší teplotní difference se jako nejvhodnější ukázala býti trubice o parametrech uvedených v tab. 17.

Tabulka 17: Výsledné optimální parametry trubice s nejvyšší teplotní diferencí

Délka trubice [mm]	Průměr trubice [mm]	Průměr ústí ke studené části [mm]	Počet vstupních trysek [-]	Celkový průtočný průřez [mm <sup>2</sup> ]	Průměr kuželky [mm]	Vrcholový úhel kuželky [°]
720	24	11,5	6	18,85	23	60

Při této konfiguraci bylo dosaženo teploty studeného konce  $-3,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  a teplého konce  $66,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Celková teplotní difference byla tedy  $69,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  při absolutním tlaku na vstupu do trysky 5 bar a teplotě vstupujícího vzduchu  $19,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Takto nastavená trubice byla podrobena rovněž experimentu s maximálním vstupním tlakem, který byl schopen dodat kompresor. Teploty podél trubice a na obou koncích při vstupních tlacích 5 bar a 8,24 jsou ilustrovány na obr. 73.



Obrázek 73: Rozložení teploty podél a na koncích RHVT pro vstupní absolutní tlak 5 a 8,24 bar.

Tabulka 18 zobrazuje porovnání těchto maximálních naměřených hodnot použité geometrie trubice (Tangenciální 6) s dosaženými hodnotami teplot při maximálním provozním vstupním tlaku a průtoku při dříve prováděných experimentech na tomto standu pro přímé trysky v experimentu Obrlíka [91] a pro šnekové trysky v experimentu Bábora [59].

Tabulka 18: Srovnání dosažených provozních hodnot

Tvar trysek (počet)	Abs. vstupní tlak [bar]	Průtok [Nl/min]	Teplota studené frakce [°C]	Celková teplotní difference [°C]
[91] Tangenciální (2)	7,99	1060	-4,1	71,2
[59] Šnekové	6,99	1187	-5,3	48,6
Tangenciální (6)	8,24	1573	-8,2	91,7

Druhým hlavním úkolem bylo zjištění hodnot tepelných toků po teplé straně trubice, které lze dále implementovat do výpočtových modelů. Mohou také posloužit k vysvětlení některých dějů, které v trubici probíhají, případně pomocí nich můžeme jednotlivé použité typy trubic srovnávat. Tepelné toky byly sledovány při každém měření a jejich hodnota se pohybovala okolo 60 až 150 W/m<sup>2</sup> v závislosti na probíhaném experimentu. Při měření trubice o konfiguraci uvedené v tab. 17 a při maximálním tlaku 8,24 bar se vyšplhala hodnota tepelného toku až na 250 W/m<sup>2</sup>.

## 7 Porovnání výsledků experimentu a numerického modelu

Závěrečná kapitola je věnována analýze hodnot naměřených při experimentálním měření a hodnot získaných z numerického modelu vírové trubice metodou CFD.

Pro numerický popis teplotního pole a také mechanismů probíhajících v trubici, díky kterým dochází k separaci proudů a k vytvoření teplotní difference mezi nimi se zdál být stěžejním výběr správného modelu turbulence. Ten byl na základě rešeršní analýzy a také vlastního ověření několika typů turbulentních režimů stanoven jako K-Epsilon Standard v kapitole 4.5. Při použití tohoto modelu došlo k separaci proudů o nejvyšší teplotní diferenci v porovnání s ostatními režimy.

Hledání optimálních parametrů trubice se rozeběhlo oběma cestami a jako jeden z optimalizovaných parametrů byla volena délka teplé části trubice. Ta by se na základě rešeršní analýzy měla pohybovat od  $10 \cdot D_v$  do  $50 \cdot D_v$ . Numerický model předpověděl pro délku  $15 \cdot D_v$  a delší, maximální hodnotu teplotní difference mezi oběma proudy vzduchu (kapitola 4.7.1). Od této hodnoty délky se teplotní difference nijak neměnila. Důvodem by mohla být adiabatická okrajová podmínka užitá pro stěnu trubice, byl tedy zanedbán přestup tepla do okolí. Dá se tedy říci, že délka  $15 \cdot D_v$  je z hlediska užitého numerického výpočtu optimální délkou. Pro experimentální posouzení byly vyrobeny dvě délky teplé části trubice, a to o poměrné délce  $20 \cdot D_v$  a  $30 \cdot D_v$ . Pomocí naměřených veličin díky soustavě termočlánků a snímačů tepelného toku lze usoudit, že vyšší teplotní difference vznikla u trubice o délce  $30 \cdot D_v$  (viz kapitola 6.3). Rovněž měla tato delší trubice vyšší chladicí a topný faktor. Lze říci, že z hlediska numerického výpočtu dochází k dokončení separace dříve, než je tomu tak u experimentálního zařízení. Z tohoto důvodu nelze doporučit hledání optimální délky trubice na základě takto vytvořeného numerického modelu. Principiálně však bylo dokázáno, že v obou případech je délka trubice důležitým parametrem pro zvýšení účinnosti trubice a v obou případech byla nalezena kratší délka trubice, při které mělo zařízení horší provozní parametry. Jako řešení je navrženo modifikování numerického modelu a implementování naměřených hodnot tepelných toků z experimentálního měření, což by mohlo nahradit použitou okrajovou podmínku typu adiabatická stěna.

Dalším vyhodnoceným parametrem byl modul trysek. K dispozici byl původní modul s dvěma tangenciálními tryskami navržený Obrlíkem [91] a na základě rešeršní analýzy a numerického výpočtu byly vyrobeny další tři moduly vstupních těles o třech, čtyřech a šesti tangenciálních tryskách. Navržené trysky dosáhly při použití numerických modelů větší teplotní difference než původní modul. Nejlepších parametrů dosáhl modul o šesti tryskách, což je vysvětleno jak vyšším průtokem tímto modulem v porovnání s původním, tak rozložením tangenciálních rychlostí, které mohou vytvářet symetrický vír, viz kapitola 4.7.2. V případě experimentálního měření došlo ke shodě s numerickým modelem a navržená vstupní tělesa rovněž vykazovala lepší provozní parametry. Největší teplotní difference byla naměřena rovněž pro těleso se šesti tryskami, viz kapitola 6.2.

Posledním variováním parametrem byl průměr ústí clonky ke studené části trubice. Pro numerický model i pro experimentální měření byly použity tři clonky o průměru ústí 8,5 mm, 10 mm a 11,5 mm. Numerický model se principiálně setkal s experimentálně naměřenými daty. Pro menší ústí clonky (8,5 mm) došlo jak u numerického modelu, tak při experimentálním měření ke snížení teploty jak studeného, tak teplého proudu. Na druhou stranu pro větší průměr clonky (11,5 mm) došlo ke zvýšení obou teplot a rovněž se zvýšil topný i chladicí faktor.

Tímto způsobem došlo k nalezení optimální konfigurace provozního nastavení jak díky numerickému modelu, tak experimentálním měřením. Výsledné provozní parametry optimalizované trubice, viz tab. 19.

Tabulka 19: Provozní parametry optimalizované RHVT

	$T_c$ [°C]	$\Delta T_c$ [°C]	$T_H$ [°C]	$\Delta T_H$ [°C]	$\Delta T$ [°C]	$COP_c$	$COP_H$
Experiment	-3,3	22,9	66,1	46,1	69,4	0,106	0,130
Num. model	-6,3	26,3	44,2	22,2	50,5	0,125	0,065

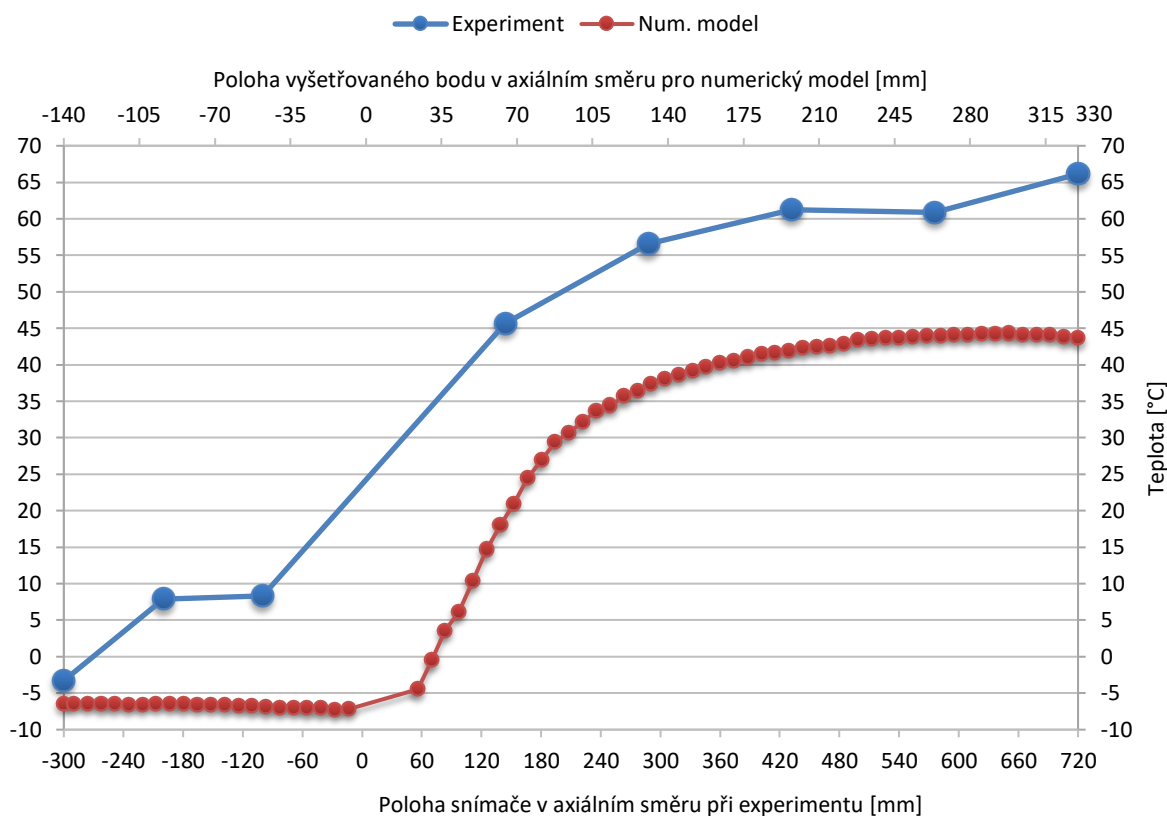
Nalezené optimální geometrické parametry RHVT jsou uvedeny v tabulce 20.

Tabulka 20: Nalezené optimální geometrické parametry RHVT;  $L_c$ —délka studené části,  $L$ —délka teplé části,  $\varnothing D_c$ —průměr ústí clonky k studené části,  $s_{cl}$ —šířka mezikruží mezi reg. kuželkou a trubicí,  $\alpha_{cl}$ —vrcholový úhel kuželky

	$L_c^*$ [mm]	$L$ [mm]	Poměr $L/D_v$	$\varnothing D_c$ [mm]	Počet trysek	Průtočný průřez trysek [mm <sup>2</sup> ]	$s_{cl}^*$ [mm]	$\alpha_{cl}^*$ [°]
Experiment	300	720	30	11,5	6	18,85	0,5	60
Num. model	200	330	15	11,5	6	18,85	0,5	60

\* parametry, které nebyly experimentálně ani numericky optimalizovány

Na obrázku 74 je zobrazeno srovnání teplotního pole naměřeného experimentálně a určeného na základě numerického modelu pro optimalizované trubice. Na vodorovných osách je poloha snímačů pro experiment a poloha vyšetřovaných bodů numerického modelu v axiálním směru. Kladná vodorovná osa reprezentuje teplou stranu trubice, záporná osa studenou. V bodě 0 na vodorovné ose jsou umístěny vstupní trysky.



Obrázek 74: Srovnání teplotního pole v případě experimentu a pro numerický model

Zde je důležité si uvědomit, že v případě experimentu byla měřena podél trubice teplota trubice, kdežto pro numerický model jsou v grafu uvedeny přímo teploty studenějšího proudícího vzduchu. Toto ovlivňuje hlavně záporný úsek vodorovné osy, kde nižší teploty trubice naměřené experimentem jsou ovlivněny teplejší stranou trubice, díky vodivosti materiálu. Reálně proudící studený vzduch bude mít však s nejvyšší pravděpodobností po celé délce trubice teplotu podobnou, jaká je v bodě -300 mm na vodorovné ose, charakterizující teplotu odcházejícího studeného proudu.

Na co je však také třeba poukázat, je podhodnocení teplotní difference na teplé straně trubice. Numerický model co do teploty teplého proudu, tak také s ohledem na délku trubice

nedokázal dostatečně předpovědět vývoj teploty teplého proudu. Rozdíl pro teplotní difference na straně teplejšího proudu je 23,9 °C. To se projevilo také na hodnotě topného faktoru, který numerický model předpověděl 0,065, což bylo ve srovnání s experimentální hodnotou 0,130 nepřesné.

Na druhou stranu při srovnání chladicího faktoru a teploty studeného konce, numerický model předpověděl lepší chladicí faktor a nižší teplotu studeného proudu. Problémem by tedy nemusela být nutně neshoda mezi experimentem a modelem z hlediska hodnocení teplotní separace, ale pravděpodobně došlo k odlišnému přístupu při regulaci trubice. Pro srovnání experimentu s modelem byla regulace provedena tak, aby šířka vytyčeného mezikruží mezi kuželkou a trubicí na teplé straně byla stejná a to 0,5 mm. Vzniklá tlaková ztráta na této kuželce dává možnost regulovat teplotu a hmotnostní toky konců trubice. Tato tlaková ztráta nebyla nejspíš z hlediska modelu a experimentu stejná, a proto došlo při modelování ke snížení teploty studeného proudu, a tedy i ke snížení teploty proudu teplého. Ukázku takové regulace můžeme vidět i v experimentální části na příkladu v kapitole 6.3, kdy pro modul tří trysek došlo během měření ke změně v regulaci. Důsledkem toho byly: nižší teplota studeného proudu, vyšší chladicí faktor, nižší topný faktor a nižší teplota teplého proudu. Toto odpovídá i datům získaným z numerického modelu ve srovnání s experimentem.

Možným řešením by mohlo být nastavení regulace při experimentu tak, aby teplota studeného konce odpovídala teplotě získané numerickým modelem. Případně z hlediska numerického modelu vyhotovit variabilní geometrii kuželky a provést tak jakousi „regulaci geometrií“ numerického modelu, při kterém by se dala měnit velikost šířky mezikruží posunem kuželky na teplé straně. Velmi pravděpodobně by bylo tímto způsobem dosaženo lepší shody pro rozložení teplotního pole podél trubice, než při pevné šířce mezikruží mezi kuželkou a trubicí.



## 8 Závěr

První kapitoly této práce jsou věnovány rešeršní analýze Ranque–Hilschovy vírové trubice. Je uvedeno rozdělení trubíc podle druhu a popsány způsoby použití vírových trubíc v rozličných oblastech. Velká část této kapitoly je věnována studii designových parametrů trubice a uvedené poznatky byly dále využity pro další části práce.

Další kapitolu tvoří analytická část, ve které je fyzikálně popsána funkce trubice a hlavní principy dějů v ní probíhajících. Nejpodrobněji je proveden fyzikální popis tlakového gradientu v trubici jako možným původcem separace v trubici. V kapitole jsou rovněž definovány veličiny charakterizující trubici.

Posléze bylo přistoupeno k řešení otázky vírové trubice pomocí numerického modelování. Metodika výpočtu v programu STAR-CCM+ je široce popsána od vytvoření geometrie základního tělesa, až po následný postprocessing. Během nastavování modelu fyziky bylo důležité vybrat vhodný model turbulence proudění. S přispěním rešeršní analýzy na toto téma a po vlastním vyhodnocení byl zvolen modul turbulence K-Epsilon Standard. S danými okrajovými podmínkami a fyzikálními modely se přistoupilo k optimalizaci zařízení pomocí variování hlavních geometrických parametrů jako je délka teplé části trubice, průměr ústí clony ke studenému konci a použitím více druhů vstupních těles. Pro všechny simulace byla použita na vstupu okrajová podmínka pro vstupující médium absolutní tlak 5 bar. Pro trubici byla vybrána optimální konfigurace provozních a geometrických parametrů z hlediska probíhající teplotní separace, která byla podpořena uvedenými grafy a provedenými výpočty.

Návrhová část čerpala z rešeršní a numerické části, pomocí kterých byla následně vyrobena nová vstupní tělesa pro vírovou trubici. Byly vytvořeny tři vstupní tělesa s počtem trysek tři, čtyři a šest a doplněním o původní těleso se dvěma tryskami mohlo probíhat jejich srovnání při experimentálním měření.

Experimentální část proběhla na v práci popsaném experimentálním standu vybaveném potřebným množstvím měřicích přístrojů a kompresorem se vzdušníkem dodávajícím tlakovou energii. Na vstup do trubice byl absolutní tlak regulován na hodnotu 5 bar, stejně jak tomu bylo u realizovaných numerických modelů. Monitorovanými veličinami byly zejména teploty podél trubice a na obou koncích, dále tepelný tok skrz stěnu trubice a rychlost proudícího vzduchu na studeném konci. Byly stanoveny provozní parametry trubice při několika měřeních, kdy bylo testováno různé nastavení trubice a mohlo tak dojít k optimalizaci z hlediska teplotní separace.

Nakonec byly výsledky z experimentální části a výpočtové části porovnány. Numerický model principiálně dokázal mechanismy teplotní separace realizovat a dospěl k určité shodě s experimentálním měřením. V rámci vyhodnocení vstupních těles se oba přístupy střetly a nejlepších výsledků dosáhlo vstupní těleso s šesti tryskami. Pro průměr ústí clonky ke studenému konci jak u numerického modelu, tak při experimentu se dospělo ke stejnému trendu pozorovaných teplotních polí. Pro délku teplé části trubice však předpověděl numerický model jiné chování, než bylo možné pozorovat při experimentu. Separace v případě numerického modelu byla ukončena rychleji a od délky trubice  $15 \cdot D_v$  již k další separaci nedocházelo. U experimentu však bylo dokázáno, že delší trubice vykazovala účinnější separaci a větší teplotní diferenci. Pro obě varianty bylo rovněž srovnáno získané teplotní rozložení, které bylo na straně numerického modelu posunuté směrem k nižším teplotám. Byl navrhnut lepší přístup pro verifikaci numerického modelu a pro srovnání těchto teplotních rozložení, prostřednictvím jiného druhu regulace teplot kuželkovou clonkou na teplém konci trubice.

I přes své nedokonalosti dokázal takto vytvořený model dobře popsat děje probíhající ve vírové trubici, a proto autor práce doporučuje použití vytvořeného modelu pro optimalizaci vírové trubice na základě CFD výpočtů. Byly navrženy kroky k dosažení výsledků přesněji odpovídajících reálným podmínkám pomocí implementování naměřených tepelných toků podél teplé části trubice a také úpravou regulační clonky na teplé části trubice tak, aby byla schopna lépe vyjádřit potřebnou tlakovou ztrátu pro potřeby srovnání experimentu a numerického přístupu.



## 9 Seznam použitých zdrojů

- [1] GAO, Chengming. 2005. Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. ISBN 90-386-2361-5. Disertační práce. Technische Universiteit Eindhoven
- [2] Přehled modelů vírových trubic: Aplikace vírových trubic. *LONTECH - surface treatment* [online]. 2016 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: [https://www.lontech.cz/files/virove\\_trubice/prehled\\_modelu\\_virovych\\_trubic.pdf](https://www.lontech.cz/files/virove_trubice/prehled_modelu_virovych_trubic.pdf)
- [3] TUNKEL, Lev a John COFFMAN. Vortex Pilot Gas Heater Design Needs No External Energy Source. *Pipeline & Gas Journal* [online]. 2007, 234(11), 65-66 [cit. 2017-05-08]. ISSN 00320188. Dostupné z: <http://connection.ebscohost.com/c/articles/27738720/vortex-pilot-gas-heaterdesign-needs-no-external-energy-source>
- [4] VPGH-Field Installations. Use Vortex Tubes For Fuel-Free Thermal Energy Heating, Cooling [UVI] [online]. Princeton (USA): Universal Vortex Inc., c2000-2016 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.universalvortex.com/PilotGasHeater/VPGHDPFieldInstallations/tabid/99/Default.aspx>
- [5] FAZEL BAKHSHESHI, Mohammad, Yong WANG, Lynn KEENLISIDE a Ting-Yim LEE. *A new approach to selective brain cooling by a Ranque-Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1186/s40635-016-0102-5. ISBN 10.1186/s40635-016-0102-5. Dostupné také z: <http://icm-experimental.springeropen.com/articles/10.1186/s40635-016-0102-5>
- [6] YILMAZ, M., M. KAYA, S. KARAGOZ a S. ERDOGAN. *A review on design criteria for vortex tubes*. DOI: 10.1007/s00231-008-0447-8. ISBN 10.1007/s00231-008-0447-8. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s00231-008-0447-8>
- [7] EIAMSA-ARD, Smith, Pongjet PROMVONGE, S. KARAGOZ a S. ERDOGAN. *Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes*. DOI: 10.1016/j.rser.2007.03.006. ISBN 10.1016/j.rser.2007.03.006. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032107000500>
- [8] RANQUE, G. J. Method and apparatus for obtaining from a fluid under pressure two currents of fluids at different temperatures. Spojené státy americké. Patentový spis US Patent 1,952,281. Uděleno 27. 3. 1934
- [9] HILSCH, R. *The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process*. DOI: 10.1063/1.1740893. ISBN 10.1063/1.1740893. Dostupné také z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.1740893>
- [10] WEBSTER, D.S. An Analysis of the Hilsch Vortex Tube. *Journal of ASRE, Refrigeration Engineering*. 1950(58), 167-171.
- [11] SCHEPER, G. W. The vortex tube; internal flow data and a heat transfer theory. *Journal of ASRE, Refrigeration Engineering*. 1951(59), 985-989.
- [12] MARTYNOVSKII, V.S. a V.P. ALEKSEEV. Investigation of the vortex thermal separation effect for gases and vapors. *Soviet PhysTech*. 1957(26), 2233-2243.

- 
- [13] SCHELLER, W. a G. BROWN. The Ranque–Hilsch vortex tube. *Journal of Industrial & Engineering Chemistry*. 1957, (49), 1013-1016.
  - [14] HARTNETT, J. a E. ECKERT. Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high-velocity vortex-type flow. *Journal of Heat Transfer ASME*. Stanford University Press, 1957, (79), 751-758.
  - [15] OTTEN, E. Production of cold air. *Engineering*. London, 1958, 186, 154.
  - [16] LAY, J. An experimental and analytical study of vortex flow temperature separation by superposition of spiral and axial flows. *Journal of Heat Transfer ASME*. 1959, 81, 202-222.
  - [17] TAKAHAMA, H. a I. KAWASHIMA. *An Experimental Study of Vortex Tubes*. Nagoya University, 1960.
  - [18] SUZUKI, M. Theoretical and experimental studies on the vortex-tube. *Science Papers of the Institute of Physical and Chemical Research*. Japan, 1960, 54, 43-87.
  - [19] REYNOLDS, A. A note on vortex-tube flows. *Journal of Fluid Mechanics*. 1962, 14, 18.
  - [20] BLATT, T. a R. TRUSCH. An experimental investigation of an improved vortex cooling device. *ASME: Winter Annual Meeting*. 1962.
  - [21] SIBULKIN, M. An experimental and analytical study of vortex-flow temperature separation by superposition of spiral and axial flow. *ASME J. Heat Transfer*. 1962, 12, 213-222.
  - [22] GULYAEV, A.I. Investigation of conical vortex tubes. *Journal of Engineering Physics*. 1966, 10(3), 193-195.
  - [23] VENNOS, S. *An experimental investigation of the gaseous vortex*. New York, 1968. Disertační práce. Rensselaer Polytechnic Institute.
  - [24] BRUUN, H. Experimental investigation of the energy separation in vortex tubes. *Journal of Mechanical Engineering*. 1969, 11(6), 567-582.
  - [25] RAISKII, Y. a L. TANKEL. Influence of vortex-tube saturation and length on the process of energetic gas separation: Journal of Engineering Physics. *Journal of Mechanical Engineering*. 1974, 27(6), 1578-1581.
  - [26] SCHLENZ, D. *Kompressible Strahlgetriebene Drallströmung in rotationssymmetrischen Kanälen*. Technische Fakultät Universität Erlangen-Nürnberg, 1982. Disertační práce.
  - [27] AMITANI, T., T ADACHI a T. KATO. A study on temperature separation in a large vortex tube. *JSME*. 1983, 49, 877-884.
  - [28] STEPHAN, K, S LIN, M DURST, F HUANG a D SEHER. An investigation of energy separation in a vortex tube. *Journal of Heat Mass Transfer*. 1983, 26, 341-348.
  - [29] AHLBORN, B, J KELLER, E REBHAN, G TREITZ a R STAUDT. Limits of temperature separation in a vortex tube. *Journal of Physics D: Applied Physics*. 1994, 27, 480-488.
-

- 
- [30] AHLBORN, B, J KELLER a J CAMIRE. Low-pressure vortex tubes. *Journal of Physics D: Applied Physics*. 1996, 29, 1469-1472.
- [31] AHLBORN, B a J GORDON. The vortex tube as a classic thermodynamic refrigeration cycle. *Journal of Applied Physics*. 2000, 88(6), 3645-3653.
- [32] GUILLAUME, D a J JOLLY. Demonstrating the achievement of the lower temperatures with two-stage vortex tubes. *Review of Scientific Instruments*. 2001, 72(8), 3446-3448.
- [33] SAIDI, M a M VALIPOUR. Experimental modeling of vortex tube refrigerator. *Applied Thermal Engineering*. 2003, 23, 1971-1980.
- [34] PROMVONGE, P a S EIAMSA-ARD. Investigation on the vortex thermal separation in a vortex tube refrigerator. *ScienceAsia*. 2005, 31(3), 215-223.
- [35] BEHERA, U, P PAUL, S KASHURIRENGAN, R KARUNANITHI, S RAM a K DINESH. CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005, 15(10), 1961-1973.
- [36] ALJUWAYHEL, N, K DINESH, S KLEIN a G NELLIS. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. *International Journal of Refrigeration*. 2005, 28(3), 442-450.
- [37] GAO, Chengming. Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Eindhoven, 2005, 151 s. ISBN 90-386-2361-5. Dostupné také z: <http://repository.tue.nl/240f167e-3d90-4442-8389-b82961bf94dc>. Disertační práce. Technische Universiteit Eindhoven. Vedoucí práce Prof.dr. A.T.A.M. de Waele
- [38] AYDIN, O a M BAKI. *An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube*. DOI: 10.1016/j.energy.2005.11.017. ISBN 10.1016/j.energy.2005.11.017. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544205002549>
- [39] HAMOUDI, Amar F., Amir FARTAJ a Gary W. RANKIN. An Investigation of a Micro-Scale Ranque-Hilsch Vortex Tube. DOI: 10.1115/IMECE2006-14711. ISBN 10.1115/IMECE2006-14711. Dostupné také z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1603634>
- [40] NIMBALKAR, Sachin U. a Michael R. MULLER. *An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.03.032. ISBN 10.1016/j.applthermaleng.2008.03.032. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431108001464>
- [41] PINAR, Ahmet Murat, Onuralp ULUER a Volkan KIRMACI. *Optimization of counter flow Ranque–Hilsch vortex tube performance using Taguchi method*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.02.018. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2009.02.018. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700709000759>
-

- 
- [42] MARKAL, Burak, Orhan AYDIN a Mete AVCI. *An experimental study on the effect of the valve angle of counter-flow Ranque–Hilsch vortex tubes on thermal energy separation*. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.02.013. ISBN 10.1016/j.expthermflusci.2010.02.013. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177710000555>
- [43] EIAMSA-ARD, S., Orhan AYDIN a Mete AVCI. *Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries*. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.007. ISBN 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.007. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0735193310000588>
- [44] HAMDAN, Mohammad O., Ahmed ALAWAR, Emad ELNAJJAR a Waseem SIDDIQUE. *Experimental analysis on vortex tube energy separation performance*. DOI: 10.1007/s00231-011-0824-6. ISBN 10.1007/s00231-011-0824-6. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s00231-011-0824-6>
- [45] MOHANTY, S. S. a D. K. RAY. *An Experimental Modeling and Investigation of Change in Cold Mass Fraction and Nozzle Numbers on Performance of Counter Flow Vortex Tube*. DOI: 10.1007/s40032-012-0015-3. ISBN 10.1007/s40032-012-0015-3. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s40032-012-0015-3>
- [46] DINCER, K., Y. YILMAZ, A. BERBER a S. BASKAYA. *Experimental investigation of performance of hot cascade type Ranque–Hilsch vortex tube and exergy analysis*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.01.017. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2011.01.017. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700711000326>
- [47] VALIPOUR, Mohammad Sadegh, Nima NIAZI, A. BERBER a S. BASKAYA. *Experimental modeling of a curved Ranque–Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.02.013. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2011.02.013. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700711000594>
- [48] LIEW, R., J. C. H. ZEEGERS, J. G. M. KUERTEN a W. R. MICHALEK. *Maxwell's Demon in the Ranque-Hilsch Vortex Tube*. DOI: 10.1103/PhysRevLett.109.054503. ISBN 10.1103/PhysRevLett.109.054503. Dostupné také z: <https://link.aps.org/doi/10.1103/PhysRevLett.109.054503>
- [49] KIM, Chang-Su, Doo-Seuk CHOI a Sung-Young PARK. *Flow Behavior and Energy Separation in Ranque-Hilsch Vortex Tube with 27mm Tube Diameter*. DOI: 10.1007/978-3-642-35248-5\_21. ISBN 10.1007/978-3-642-35248-5\_21. Dostupné také z: [http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-35248-5\\_21](http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-35248-5_21)
- [50] IM, S.Y. a S.S. YU. *Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization*. DOI: 10.1016/j.energy.2011.09.008. ISBN 10.1016/j.energy.2011.09.008. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S03605442110006>
- [51] XUE, Yunpeng, Maziar ARJOMANDI a Richard Malcolm KELSO. *The working Principle of a Ranque-Hilsch vortex tube*. Adelaide (Austrálie), 2013. Disertační práce. The University of Adelaide, School of Mechanical Engineering.
-



- 
- [52] RAFIEE, Seyed Ehsan, Masoud RAHIMI a Richard KELSO. *Experimental study and three-dimensional (3D) computational fluid dynamics (CFD) analysis on the effect of the convergence ratio, pressure inlet and number of nozzle intake on vortex tube performance–Validation and CFD optimization*. DOI: 10.1016/j.energy.2013.09.060. ISBN 10.1016/j.energy.2013.09.060. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213008268>
- [53] MOHAMMADI, Samira, Fatola FARHADI a Richard KELSO. *Experimental analysis of a Ranque–Hilsch vortex tube for optimizing nozzle numbers and diameter*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.043. ISBN 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.043. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113005474>
- [54] HAN, X., N. LI, K. WU, Z. WANG, L. TANG, G. CHEN a X. XU. *The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.027. ISBN 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.027. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113005310>
- [55] AVCI, Mete, Nima NIAZI, A. BERBER a S. BASKAYA. *The effects of nozzle aspect ratio and nozzle number on the performance of the Ranque–Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.048. ISBN 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.048. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112004693>
- [56] AGRAWAL, N., S.S. NAIK, Y.P. GAWALE a S. BASKAYA. *Experimental investigation of vortex tube using natural substances*. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.01.009. ISBN 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.01.009. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0735193314000104>
- [57] LIU, Xingwei, Zhongliang LIU, Y.P. GAWALE a S. BASKAYA. *Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.071. ISBN 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.071. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431114002518>
- [58] DEVADE, Kiran, Ashok PISE, Y.P. GAWALE a S. BASKAYA. *Effect of Cold Orifice Diameter and Geometry of Hot end Valves on Performance of Converging Type Ranque Hilsch Vortex Tube*. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.07.306. ISBN 10.1016/j.egypro.2014.07.306. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610214011837>
- [59] BÁBOR, L. *Ranque - Hilshova vírová trubice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 73 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ladislav Šnajdárek
- [60] ATTALLA, M., Hany AHMED, M. SALEM AHMED a A. ABO EL- Wafa. *An experimental study of nozzle number on Ranque Hilsch counter-flow vortex tube*. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.11.034. ISBN 10.1016/j.expthermflusci.2016.11.034. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177716303508>
- [61] WESTLEY, R. *Vortex tube performance data sheets*. The college of Aeronautics Cranfield, 1957. The college of Aeronautics Cranfield. Dostupné také z <http://dspace.lib.cranfield.ac.uk/handle/1826/11522>
-



- 
- [62] SONI, Y. a W. J. THOMSON. *Optimal Design of the Ranque-Hilsch Vortex Tube*. DOI: 10.1115/1.3450370. ISBN 10.1115/1.3450370. Dostupné také z: <http://HeatTransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1436175>
- [63] SAIDI, M.H. a M.R. ALLAF YAZDI. *Exergy model of a vortex tube system with experimental results*. DOI: 10.1016/S0360-5442(98)00076-0. ISBN 10.1016/S0360-5442(98)00076-0. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544298000760>
- [64] SINGH, P. K., et al. An experimental performance evaluation of vortex tube. *Journal of the Institution of Engineers(India), Part MC, Mechanical Engineering Division*, 2004, 84: 149-153.
- [65] *Exair Corporation: Vortex tubes and spot cooling products* [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <http://www.exair.com/en-US/Primary%20Navigation/Products/Vortex%20Tubes%20and%20Spot%20Cooling/Vortex%20Tubes/Pages/Vortex%20Tube.aspx?tab=Images>
- [66] LINDERSTRØM-LANG, C.U. *Gas separation in the Ranque-Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/0017-9310(64)90061-4. ISBN 10.1016/0017-9310(64)90061-4. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0017931064900614>
- [67] METENIN, V. Investigation of vortex temperature type compressed gas separators. *Sov Phys Tech Phys*. 5(9), 1025-1032.
- [68] PARULEKAR, BB. The short vortex tube. *J Refrig.* 4, 74-80.
- [69] WU, Y.T., Y. DING, Y.B. JI, C.F. MA a M.C. GE. *Modification and experimental research on vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.013. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.013. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700707000151>
- [70] POURMAHMOUD, Nader, Amir HASSANZADEH, Omid MOUTABY, C.F. MA a M.C. GE. *Numerical analysis of the effect of helical nozzles gap on the cooling capacity of Ranque-Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.03.019. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2012.03.019. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700712000771>
- [71] KUROSAKA, M., Amir HASSANZADEH, Omid MOUTABY, C.F. MA a M.C. GE. *Acoustic streaming in swirling flow and the Ranque-Hilsch (vortex-tube) effect*. DOI: 10.1017/S0022112082002444. ISBN 10.1017/S0022112082002444. 10.1017/S0022112082002444.
- [72] ŠKORPÍK, Jiří. Škrceň plynů a par, Transformační technologie, 2006-01, [last updated 2016-07-18]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>
- [73] FULTON, CD. Ranque's Tube. *J ASRE Refrigerating Eng.* 1950, 473.
-

- 
- [74] FRÖHLINGS DORF, W. a H. UNGER. *Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/S0017-9310(98)00191-4. ISBN 10.1016/S0017-9310(98)00191-4. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931098001914>
- [75] ALJUWAYHEL, N.F., G.F. NELLIS a S.A. KLEIN. *Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.04.004. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2004.04.004. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700704000672>
- [76] SKYE, H.M., G.F. NELLIS a S.A. KLEIN. *Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.004. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.004. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700705001027>
- [77] BEHERA, Upendra, P.J. PAUL, K. DINESH, S. JACOB a S.N. RAM. *Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque–Hilsch vortex tube: the origin, evolution, and impact of doi moi*. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.029. ISBN 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.029. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931008002470>
- [78] FAROUK, Tanvir, Bakhtier FAROUK a Alexander GUTSOL. *Simulation of gas species and temperature separation in the counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube using the large eddy simulation technique*. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.01.016. ISBN 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.01.016. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931009000647>
- [79] DUTTA, T., K.P. SINHAMAHAPATRA a S.S. BANDYOPADHYAY. *Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700709002916>
- [80] SHAMSODDINI, Rahim a Alireza Hossein NEZHAD. *Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.029. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.029. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700710000101>
- [81] BRAMO, Reza a Nader POURMAHMOUD. *CFD simulation of length to diameter ratio effects on the energy separation in a vortex tube*. DOI: 10.2298/TSCI101004008B. ISBN 10.2298/TSCI101004008B. Dostupné také z: <http://www.doiserbia.nb.rs/Article.aspx?ID=0354-98361100008B>
- [82] BAGHDAD, Mohammed, Ahmed OUADHA, Omar IMINE a Yacine ADDAD. *Numerical study of energy separation in a vortex tube with different RANS models*. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.07.011. ISBN 10.1016/j.ijthermalsci.2011.07.011. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072911002237>
-

- 
- [83] THAKARE, Hitesh R., Aniket MONDE, Bhushan S. PATIL a A.D. PAREKH. *Numerical Investigation of Flow Characteristics in Counter Flow Vortex Tube*. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.11.323. ISBN 10.1016/j.proeng.2015.11.323. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1877705815036838>
- [84] LIU, Xingwei, Zhongliang LIU, Bhushan S. PATIL a A.D. PAREKH. *Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.071. ISBN 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.071. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431114002518>
- [85] BEJ, Nilotpala, K.P. SINHAMAHAPATRA, Bhushan S. PATIL a A.D. PAREKH. *Exergy analysis of a hot cascade type Ranque-Hilsch vortex tube using turbulence model*. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.05.020. ISBN 10.1016/j.ijrefrig.2014.05.020. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714001327>
- [86] RAFIEE, Seyed Ehsan, M. M. SADEGHIAZAD, Bhushan S. PATIL a A.D. PAREKH. *Experimental study and 3D CFD analysis on the optimization of throttle angle for a convergent vortex tube*. DOI: 10.1007/s11804-016-1387-1. ISBN 10.1007/s11804-016-1387-1. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s11804-016-1387-1>
- [87] MOHAMMADI, Samira, Fatola FARHADI, Bhushan S. PATIL a A.D. PAREKH. *Experimental and numerical study of the gas-gas separation efficiency in a Ranque-Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.seppur.2014.10.022. ISBN 10.1016/j.seppur.2014.10.022. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1383586614006340>
- [88] ALEKHIN, Vladimir, Vincenzo BIANCO, Anatoliy KHAIT a Alexander NOSKOV. *Numerical investigation of a double-circuit Ranque-Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.012. ISBN 10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.012. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S129007291400324X>
- [89] KANDIL, Hamdy A., Seif T. ABDELGHANY, Anatoliy KHAIT a Alexander NOSKOV. *Computational investigation of different effects on the performance of the Ranque-Hilsch vortex tube*. DOI: 10.1016/j.energy.2015.02.089. ISBN 10.1016/j.energy.2015.02.089. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544215002455>
- [90] VERSTEEG, H. K. a W. MALALASEKERA. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. New York: Pearson Education, 2007. ISBN 01-312-7498-8.
- [91] OBRLÍK, J. *Ranque-Hilshova vírová trubice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ladislav Šnajdárek.
-

## 10 Seznam příloh

Příloha 1	Výkres součásti–modul tří trysek
Příloha 2	Výkres součásti–modul čtyř trysek
Příloha 3	Výkres součásti–modul šesti trysek

## 11 Seznam použitých symbolů a zkratek

### 11.1 Seznam symbolů

$\alpha$	Součinitel teplotní vodivosti	$[\text{m}^2/\text{s}]$
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$
$\alpha_{\text{CL}}$	Vrcholový úhel kuželky na teplé straně	$[\text{mm}]$
$\kappa$	Poissonova konstanta	$[-]$
$\varepsilon$	Turbulentní disipace	$[\text{J}/\text{kg}\cdot\text{s}]$
$\varepsilon_c$	Studená hmotnostní frakce	$[-]$
$\varepsilon_H$	Teplá hmotnostní frakce	$[-]$
$\mu$	Dynamická viskozita	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
$\lambda$	Tepelná vodivost	$[\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}]$
$\sigma$	Turbulentní Prandtlovo číslo	$[-]$
$\eta_t$	Turbulentní kinematická viskozita	$[\text{Pa}/\text{s}]$
$\eta_{IS}$	Isoentropická účinnost	$[-]$
$\delta_{ij}$	Kroneckerovo delta	$[-]$
$\rho$	Hustota	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$\text{COP}_c$	Chladicí faktor	$[-]$
$\text{COP}_H$	Topný faktor	$[-]$
$c_p$	Tepelná kapacita	$[\text{J}/\text{K}]$
$D_c$	Průměr ústí clonky ke studenému konci trubice	$[\text{mm}]$
$D_{\text{CL}}$	Průměr kuželky na teplé straně	$[\text{mm}]$
$D_{\text{IN}}$	Průměr vstupní trysky	$[\text{mm}]$
$D_T$	Průměr trubice přívodní trasy	$[\text{mm}]$
$D_v$	Vnitřní průměr vírové trubice	$[\text{mm}]$
$F$	Síla	$[\text{N}]$
$H$	Hybnost	$[\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$i_c$	Měrná celková entalpie tekutiny	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
$k$	Turbulentní kinetická energie	$[\text{J}/\text{kg}]$

---

$L$	Délka teplé strany vírové trubice	[mm]
$L_C$	Délka studené strany vírové trubice	[mm]
$m_C$	Hmotnost studené frakce	[kg]
$m_H$	Hmotnost teplé frakce	[kg]
$m_{IN}$	Hmotnost přiváděného vzduchu	[kg]
$N$	Počet vstupních trysek	[-]
$P$	Výkon	[W]
$P_{IN}$	Vstupní tlak vírové trubice	[bar]
$P_{OUT}$	Tlak za výstupem z trubice	[bar]
$Q_C$	Odcházející teplo o nižší teplotě	[J]
$Q_H$	Odcházející teplo o vyšší teplotě	[J]
$R_M$	Molární plynová konstanta	[J/K·mol]
$S$	Sutherlandova teplota	[K]
$S_C$	Obsah plochy dané ústím clonky ke studenému konci	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{CL}$	Šířka mezikruží mezi kuželkou a trubicí	[mm]
$S_{IN}$	Průtočný průřez vstupních trysek	[mm <sup>2</sup> ]
$S_V$	Obsah průřezu vírové trubice	[mm <sup>2</sup> ]
$T$	Termodynamická teplota	[K]
$T_C$	Teplota studené frakce	[°C]
$T_H$	Teplota teplé frakce	[°C]
$\Delta T_H$	Teplotní difference teplé frakce	[°C]
$\Delta T_C$	Teplotní difference studené frakce	[°C]
$\Delta T$	Celková teplotní difference	[°C]
$T_{IN}$	Teplota média na vstupu	[°C]
$u$	Měrná vnitřní tepelná energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$v_C$	Rychlost studeného proudu	[m/s]
$y^+$	Bezrozměrná vzdálenost od stěny	[-]

---

## 11.2 Seznam zkratk

TT	Snímač tepelného toku
TČ	Termočlánek
CFD	Computational Fluid Dynamics
RHVT	Ranque–Hilschova vírová trubice
SBC	Selective Brain Cooling
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes rovnice
LES	Large eddy simulation
DNS	Direct numerical simulation
SST	Shear stress transport